

공학박사 학위 논문

선박용 Water Mist 소화시스템의 배관망해석 및
유동해석에 관한 연구

A Study for Pipe Network Analysis and Analysis of Flow Characteristics
of Marine Water Mist Fire Extinguishing System

지도교수 이영호

2008년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과 이경우

목 차

제 1 장 서 론	1
1.1 선박용 소화설비	1
1.2 선박용 워터미스트시스템의 개요	7
1.3 연구의 필요성	1
1.3.1 배관망해석 연구의 필요성	11
1.3.2 워터미스트 유동해석의 필요성	51
1.4 연구의 내용	7
제 2 장 유동에너지손실의 산정	81
2.1 유동손실 산정기준	8
2.2 배관에서의 유동에너지손실	02
2.3 관부착품에서의 유동에너지손실	53
제 3 장 배관망해석	8
3.1 배관망해석의 개요	8
3.2 기본방정식	9
3.3 압력-유량 관계식	5
3.4 분지관에서 유량의 분배	25
3.5 노우드방정식과 폐회로방정식	45

3.6 배관망해석 해법	6
3.7 배관망해석 방법의 종류	26
3.7.1 Hardy-Cross법	62
3.7.2 Simultaneous loop flow correction법	72
3.7.3 Linearization of the Network Loop Equation법	74
3.8 SIS(Section Iterative Scheme)	77
3.9 SIS의 검증	82
 제 4 장 워터미스트노즐의 유동해석	91
 4.1 유동현상의 개요	12
4.2 수치해석 모델	16
4.2.1 계산격자	106
4.2.2 계산 조건	106
4.3 워터미스트 CFD 해석	110
4.4 계산결과 및 검토	118
4.5 예측 결과와의 비교	111
 제 5 장 결 론	151
 참고문헌	154

A Study for Pipe Network Analysis and Analysis of Flow Characteristics of
Marine Water Mist Fire Extinguishing System

Kyoung Woo Lee

Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

Generally, the fire and/or explosion are looked upon as main causes behind marine casualties. This has been backed by recent statistical data which showed that approximately 15.4 % of all marine casualties are caused by fire and/or explosion.

The fire accidents on board mostly occur in engine rooms. Hence, a number of requirements for the prevention, detection and extinction of fire in engine rooms have been incorporated into international conventions such as SOLAS (International Convention for the Safety of Life at Sea) and national regulations of different countries.

Among various fire safety related means available, fixed fire extinguishing system is used as a last resort to secure fire safety onboard. And out of

many fixed fire extinguishing systems used in engine rooms, CO₂ fire extinguishing system, which uses carbon dioxide(CO₂) as fire extinguishing agent, is most common system in use at present.

Recently, however, there is an international trend to ban the use of CO₂ due to its effect on the global warming. As a result, researches and studies are widely being conducted to develop an alternative fire extinguishing system in lieu of CO₂ fire extinguishing system, a prime example being the water mist fire extinguishing system.

The fire extinguishing capability of water mist fire extinguishing system depends largely on the water supplying capacity to the protected space and the diameter of water mists. Consequently, proper pump capacity and pipe size and discharge pressure at water mist nozzle are very important.

To select proper pump capacity and pipe size, accurate estimation of flow rate and pressure at each position of piping system is required. And for the accurate estimation, a pipe network analysis need to be carried out. However, since the conventional pipe network analysis method such as Hardy-Cross method cannot analyze the flow rate and pressure at each position of water mist system, flow energy loss evaluation and pipe network analysis method, which consider characteristics of water mist system, were developed in this study.

Furthermore, to confirm the correlation between the discharge pressure at water mist nozzles and the diameter of water mists, a computational analysis for the flow characteristics (CFD) was performed using the actual dimension of water mist nozzle. The result of analysis showed that the water mist diameter gets smaller with the increase in discharge pressure. Also, it was confirmed that the increased discharge pressure leads to increase in surface area, i.e. heat transfer area, resulting in enhanced fire extinguishing capability. The comparison of analysis result with the measured result obtained using PIV showed that they are in agreement qualitatively.

Nomenclature

C	: Hazen-Williams coefficient
D	: Inner diameter of pipe, m
f	: Friction factor
K	: Nozzle discharge coefficient, $Q(\ell/\text{min}) = K\sqrt{P(\text{bar})}$
K_D	: Flow energy loss coefficient of pipe fittings and valves
L	: Length of pipe, m
L_E	: Equivalent length of pipe fittings and valves, m
L_H	: Summation of length of pipe and equivalent length of pipe fittings and valves, $L_H = L + L_E$, m
P_L	: Pressure Loss, Pa
P_{L-H}	: Pressure loss calculated by Hazen-Williams equation, bar
Q	: Flow rate, m^3/s
Q_H	: Flow rate for Hazen-Williams equation, L/min
Re	: Reynolds number
V	: Mean velocity in pipe, m/s

Greek letters

ϵ	: Pipe wall roughness, m
ρ	: Density, kg/m^3
μ	: Absolute viscosity, Pa·sec

제 1 장 서 론

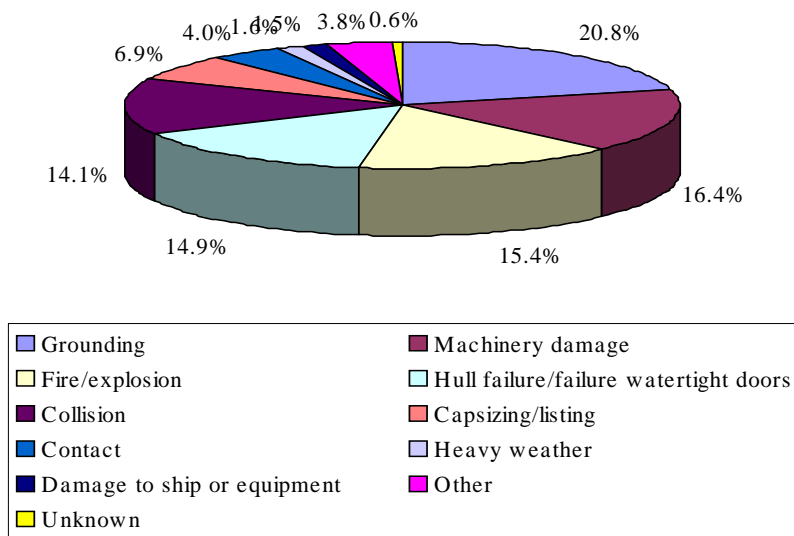
1.1 선박용 소화설비

선박은 대양을 항해하기 때문에 선박에서 필요로 하는 모든 동력을 선박에서 생산하여야 하고, 예기치 않은 사고 시에도 자체적으로 사고를 해결하여야 한다. 또한 항해 중 발생하는 급격한 기상변화와 같은 많은 악조건에 노출되어 있어 해난사고의 위험에 항상 직면하고 있다.

Fig. 1-1 및 Table 1-1에서 알 수 있듯이, 최근의 통계자료^[1]에 따르면 1996년부터 2003년까지 총 3,079척의 선박에서 해난사고가 발생하였으며, 이중 15.4%인 475척은 화재 및 폭발로 인한 사고였다. Table 1-1에 나타난 해난사고의 종류를 비교해 보면, 항해 중에 발생하는 날씨, 조류 등과 같은 자연환경에 의한 사고와 화재, 폭발, 기기고장 등과 같은 선박자체의 문제로 인한 사고로 분류할 수 있다. 자연환경의 변화로 인해 발생하는 해난사고의 예방은 매우 어렵지만, 선박자체의 문제로 인해 발생하는 해난사고는 선박의 설계자 및 운항자의 적극적인 대처로 최대한 예방이 가능하며, 다양한 방법으로 해난사고 예방책을 강구하고 있다.

**Table 1-1 Casualties from 1996 to 2003 recorded
in the IMO database (Total 3,079 ships)**

Type of casualty	Number of Ships	Portion
Grounding	640	20.8%
Machinery damage	505	16.4%
Fire/explosion	475	15.4%
Hull failure/failure watertight doors	458	14.9%
Collision	435	14.1%
Capsizing/listing	211	6.9%
Contact	123	4.0%
Heavy weather	50	1.6%
Damage to ship or equipment	45	1.5%
Other	118	3.8%
Unknown	19	0.6%



**Fig.1-1 Casualties from 1996 to 2003 recorded
in the IMO database (Total 3,079 ships)**

화재 및 폭발로 인한 해난사고를 예방하기 위한 노력은 다양한 형태로 구체화 되어 있다. 국제연합 산하 국제기구인 국제해사기구(IMO: International Maritime Organization)에서는 해양에서의 안전과 환경보호를 위해 많은 종류의 국제협약을 제정하고 있으며, 이러한 국제협약 중 해양에서의 인명과 선박의 안전을 위해 SOLAS(International Convention for the Safety Of Life At Sea)를 제정하고 있다. 화재 및 폭발로 인한 해난사고를 방지하기 위한 요건들은 SOLAS의 II-2장에 규정되어 있다.

SOLAS의 II-2장은 화재는 예방이 최선이고, 만약 화재가 발생한다고 하더라도 조기에 탐지하여 초기에 진화하는 것이 바람직하고, 화재가 확산된 경우에는 화재를 확실하게 진압할 수 있어야 한다는 개념으로 화재의 예방, 화재 확산의 방지, 화재의 탐지 및 화재의 진압과 같은 순서로 구성되어 있다. 이러한 맥락으로 판단해 보면, 소화설비는 선박의 화재안전을 보장할 수 있는 최후의 수단으로 인식되고 있음을 알 수 있다.

선박용 소화설비는 크게 휴대식 소화기와 고정식 소화설비로 구분할 수 있다. 휴대식 소화기의 경우에는 아주 작은 화재 또는 화재의 초기에 선원이 가까운 거리까지 접근하여 소화기를 사용하여야 하므로, 화재가 확산되거나 대형의 화재의 경우에는 그 소화성능이 제한된다는 단점이 있다. 하지만 고정식 소화설비의 경우에는 화재가 발생할 것으로 예상되는 장소에 고정적으로 설치되어 사용되고, 휴대식 소화기에 비해 소화성능이 뛰어나므로, 일반적으로 소화설비는 고정식 소화설비를 의미한다. 다만, 고정식 소화설비의 경우에는 이를 작동시켰을 경우에 소화작업에 의한 피해가 커지게 되므로 사용상에 많은 주의가 필요하다.

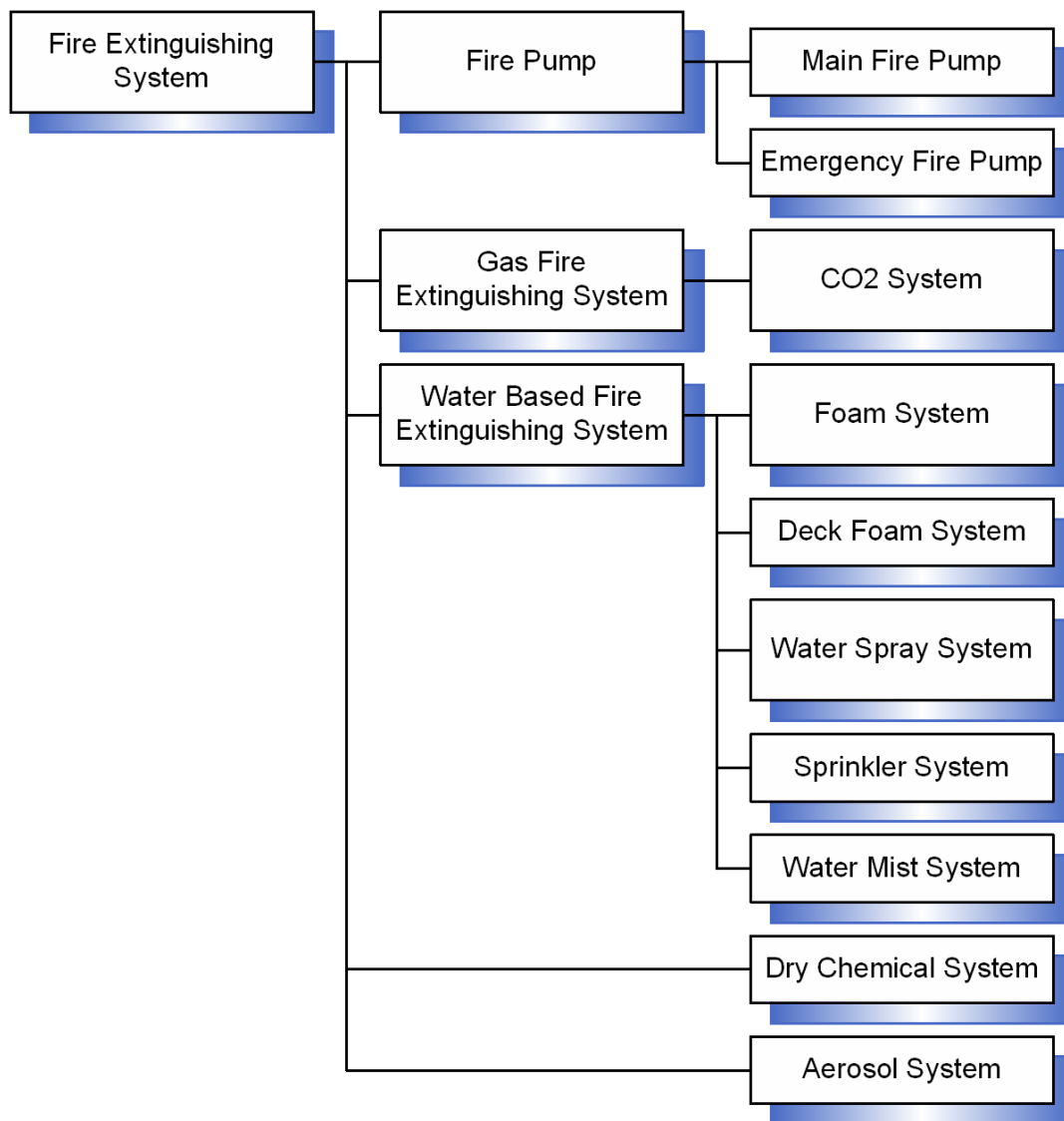


Fig. 1-2 Onboard fixed fire extinguishing systems

Fig. 1-2는 선박에서 사용되는 고정식소화설비의 종류를 나타낸 것이다. Fig. 1-2에 나타난 바와 같이, 소화펌프를 포함하여 대부분의 소화설비가 수계소화설비(Water Based System)이다.

해수는 선박에서 양을 제한받지 않고 사용할 수 있는 유일한 물질이다. 또한 물(통상적으로 청수와 해수)은 일반적으로 인간에게 유해한 화학반응을 일으키지 않으며, 다른 소화제에 비해 가격이 저렴하다. 또한 증발잠열(Latent Heat)이 상대적으로 매우 커 냉각효과가 매우 크므로 가장 널리 사용되는 소화제이다.^[2] 또한 선박에서 사용되는 수계소화설비는 특별한 경우를 제외하고는 해수를 소화제로 사용한다.

선박에서 사용되는 가장 기본적인 소화설비는 소화펌프이고 이 소화펌프는 해수를 소화제로 사용한다. 소화펌프는 선박 내의 각 장소에 분산 배치되어 있는 소화전에 해수가 일정한 압력과 유량으로 공급될 수 있도록 하여, 사용자가 소화전에 소화호스를 연결하여 소화작업을 할 수 있도록 한다.

또한 스프링클러시스템(Sprinkler System), 워터스프레이시스템(Water Spray System) 및 워터미스트시스템(Water Mist System)은 일정한 배관장치와 노즐을 화재가 예상되는 장소에 설치하고 그 구역에 화재가 발생한 경우에 노즐을 통해 해수를 정해진 압력 이상으로 배출하여 화재를 진압하며, 포말시스템(Foam System)과 갑판포말시스템(Deck Foam System)은 94~98%의 해수에 2~6%의 포말원액(Foam Concentrate)을 혼합한 포말용액(Foam Solution)을 일정한 형태의 포말발생기(Foam Generator)에 공급하여 포말을 발생시키고 발생된 포말을 화재가 발생한 장소에 공급하여 화재를 진압한다.

이러한 수계소화설비의 공통점은 화재가 발생한 지역에 요구되는 유량과 압력으로 해수를 공급할 수 있어야 한다는 것이다. 소화펌프의 경우에는 소화전, 스프링클러시스템, 워터스프레이시스템 및 워터미스트시스템은 노즐에 그리고 포말시스템과 갑판포말시스템은 포말발생기에 해수를 요구되는 압력과 유량으로 공급할 수 있어야 한다. 이러한 수계소화설비는 원심펌프를 이용하여 선박 외부의 해수를 흡입하고 이 해수를 배관장치를 이용하여 소화전, 노즐 및 포말발생기에 해수를 공급한다.

이러한 수계소화설비 중에서 최근에 가장 주목받고 있는 소화설비는 워터미스트시스템이다. 워터미스트시스템은 1950년대에 최초로 제안되었으나 여러 가지 어려움으로 인해 상용화 되지 못하고 있었다. 하지만 몬트리얼의정서에 의해 기관실용 소화설비로 널리 사용되고 있던 할론시스템(Halon System)의 사용이 금지되면서 할론시스템의 대체소화설비로 각광받기 시작하였다. 또한 최근의 지구 온난화 문제로 인해 현재 선박 기관실용 소화설비로 널리 사용되고 탄산가스시스템(CO₂ system)의 사용을 제한하려는 움직임 등에 따라서 워터미스트시스템의 사용을 확대하기 위한 많은 연구와 개발이 진행되고 있다.[3]

1.2 선박용 워터미스트시스템의 개요

워터미스트시스템은 노즐에서 분무되는 워터미스트의 99%이상이 그 직경이 $1,000\mu m$ ^[4] 이하가 되도록 하여 화재를 진압하는 소화설비이다. 물의 증발잠열 즉, 1g의 물을 수증기로 만들기 위해 필요한 열량은 540cal로 아주 큰 편이어서 워터미스트시스템 뿐만 아니라 스프링클러시스템과 워터스프레이시스템 또한 물의 증발잠열을 이용한 냉각효과로 화재를 진압한다. 워터미스트시스템의 경우에는 워터미스트의 크기를 매우 작게 하여 소화수와 대기와의 전열면적을 증가시키고, 증가한 전열면적을 통해 열전달이 원활하게 이뤄지도록 하여 냉각효과를 발휘한다.

Fig. 1-3은 워터미스트의 크기와 전열면적의 상관관계를 나타낸 것이다. 구 형태의 워터미스트의 반지름을 r 이라고 할 때, 워터미스트의 체적은 $4\pi r^3/3$, 워터미스트의 표면적은 $4\pi r^2$ 이다. 일정한 체적을 가지는 소화수를 워터미스트로 변환할 때, 워터미스트의 반지름이 작을수록 워터미스트의 수가 증가하게 된다.

Fig. 1-3을 보면, 워터미스트의 수가 증가할수록 즉, 워터미스트의 반지름이 작아질수록 전체 워터미스트의 전체 전열면적이 증가한다는 것을 확인할 수 있다. 체적이 매우 작은 워터미스트를 만들어 화재 주위로 분사하게 되면, 급격하게 증가한 전열면적을 통해 신속하게 열을 흡수하여 워터미스트가 증발하게 되고, 워터미스트의 증발로 발생된 습증기가 화재주위를 둘러싸 화재 주위의 국부적인 산소 농도를 떨어뜨리게 된다.

워터미스트시스템은 워터미스트의 증가된 전열면적을 냉각효과와 워터미스트의 증발로 발생한 습증기를 이용한 차폐효과를 이용하여 화재를 진압한다. 하지만, 워터미스트의 크기와 워터미스트시스템의 소화성능이 완전히 비례하는 것은 아니다. Fig. 1-4에 나타나 있듯이 워터미스트시스템은 화재위험요소 상방에 설치되게 되고, 화재위험요소(Fire Hazards)와 워터미스트노즐 간에 일정한 수직방향 거리가 존재하기 때문에, 워터미스트의 크기를 너무 작게 만들면 공기의 저항 등에 의해 워터미스트가 화재가 발생한 지역에 도달하는데 너무 많은 시간이 소요되게 된다. 물론, 워터미스트를 크게 만들면 화재가 발생한 지역에 빠른 시간 안에 도달할 수 있지만, 전열면적이 감소하므로 냉각효과가 감소되게 된다. 또한 워터미스트의 크기에 따른 영향은 아직 보고되어 있지 않지만, 워터미스트노즐에서 분사된 워터미스트들의 병합, 분리 및 간섭 등도 고려해 주어야 한다.

따라서 워터미스트의 크기는 워터미스트노즐의 분사압력, 워터미스트노즐 간의 수평거리, 화재위험요소와의 수직거리 등을 고려하여 화재의 종류에 따른 최적의 워터미스트 크기를 결정하여야 하며, 현재까지 워터미스트의 크기는 다양한 실험을 통해 결정되고 있다.

Fig. 1-4는 SOLAS Regulation Ch.II-2/10.5.6의 요건에 따라 선박 기관실에 국부소화설비로 설치되는 워터미스트시스템의 개략도(Schematic Diagram)이다. 기관실에 국부소화설비로 설치되는 워터미스트시스템은 국제해사기구의 MSC/Circ.913의 요건에 따라 시험되어, 워터미스트노즐에서의 최소 분사압력, 워터미스트노즐 간의 최대 수평거리, 워터미스트노즐과 화재위험요소간의 최소 및 최대 수직거리 등을 승인받아 설치된다.

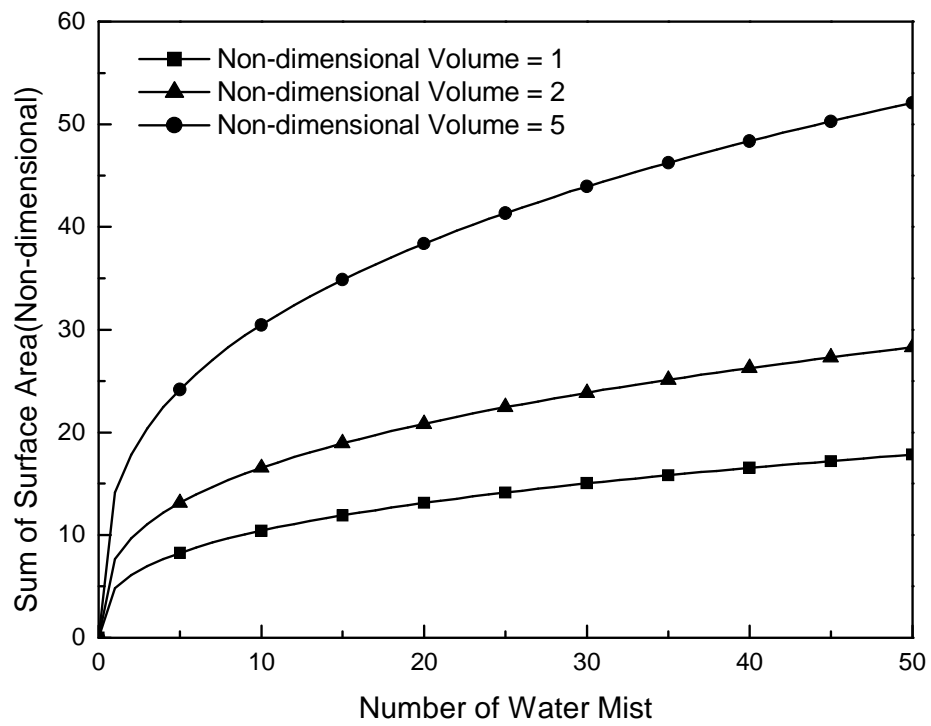


Fig. 1-3 Relation of number of water mist versus total surface area

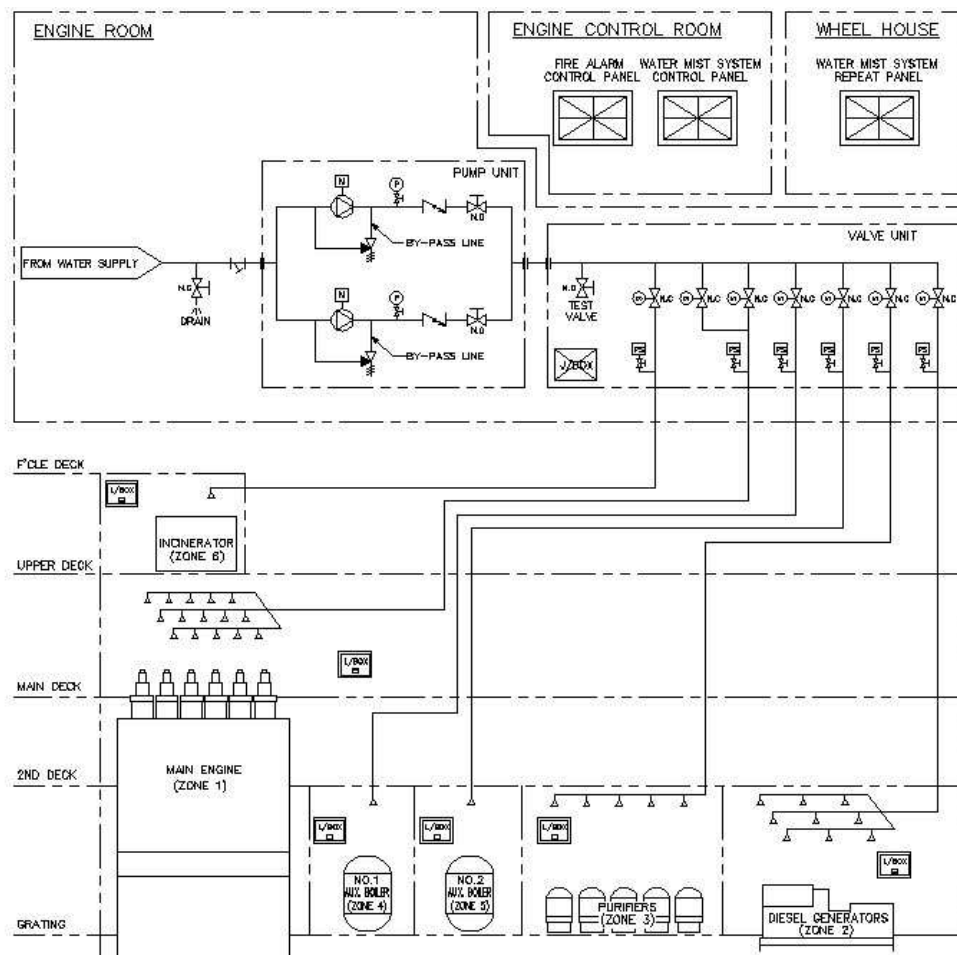


Fig. 1-4 Schematic diagram of water mist system

1.3 연구의 필요성

워터미스트시스템의 소화성능은 여러 가지 소화성능인자에 의해 결정되며, 소화성능인자 중에서 소화성능에 가장 많은 영향을 미치는 것은 워터미스트의 크기이다. 또한 워터미스트의 크기는 워터미스트노즐에서의 분사압력에 따라 달라진다. 따라서 워터미스트시스템의 소화성능을 최소 소화성능을 확보하기 위해서는 실제로 설치되는 워터미스트시스템의 노즐에서의 분사압력을 예측할 수 있어야 한다. 또한 소화성능이 뛰어난 워터미스트노즐과 워터미스트시스템을 개발하기 위해서는 노즐에서의 분사압력에 따른 워터미스트의 유동특성에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 워터미스트시스템의 노즐에서의 분사압력을 예측하는 기술과 분사압력에 따른 워터미스트의 유동특성에 대해 연구하였다.

1.3.1 배관망해석 연구의 필요성

워터미스트에 대한 유동해석 및 반복적인 실험을 통해 워터미스트시스템을 개발한다고 하더라도 실제 설치되는 워터미스트시스템이 해석 및 실험에서 주어진 조건을 만족해 줄 수 없다면 워터미스트시스템은 적절한 소화성능을 발휘할 수 없다.

실제 설치되는 워터미스트노즐과 화재시험을 통해 확정된 워터미스트노즐의 배치와 관련된 워터미스트시스템의 성능인자 및 노즐에서의 분사압력이 해석 및 화재시험에서 사용된 것과 동일 이상이어야만 워터미스트시스템은 최소 소화성능을 발휘할 수 있다. 노즐 및 노즐의 배치와 관련된 사항은 현장에서의

측정 및 계측을 통해서 확인할 수 있지만, 노즐에서의 분사압력은 확인이 쉽지 않다.

노즐에서의 분사압력을 계측하기 위해서는 실제로 설치된 워터미스트시스템을 작동시켜서 압력을 측정하여야 한다. 이는 실제 선박에서의 작업환경 등을 고려할 때, 매우 어려운 작업이다. 또한 만약 실제 설치된 워터미스트시스템의 노즐에서의 분사압력을 계측한다고 해도, 이 압력만으로 워터미스트시스템의 소화성능을 판단할 수 없다는 문제가 있다.

일반적으로 선박의 수명을 최소 20년으로 산정하면, 워터미스트시스템은 20년 동안의 모든 시점에서 최소한의 소화성능을 발휘하여야 하는데, 시간이 흐를수록 배관에서의 부식 등으로 인해 배관 내를 유동하는 해수의 유동에너지 손실이 커지게 되므로, 워터미스트시스템을 설계할 때에는 이러한 사항을 고려하여 펌프의 용량과 배관의 크기를 산정하여야 한다. 즉, 워터미스트시스템은 설계 단계에서 수명을 고려하여 예상할 수 있는 모든 악조건에서도 워터미스트노즐에서의 분사압력이 요구되는 최소압력 이상으로 유지될 수 있도록 설계되어야 한다.

선박에 설치되는 워터미스트시스템을 설계할 경우에 선박마다 펌프의 설치위치와 배관의 배치가 달라지기 때문에, 워터미스트노즐에서의 분사압력이 최소 요구압력 이상이 되도록 각 워터미스트시스템 별로 펌프의 용량과 배관의 크기를 결정하여야 한다. 펌프의 용량과 배관의 크기를 결정하는 방법은 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 첫 번째 방법은 숙련된 설계자가 기존의 설계를 참고

하여 펌프의 용량이나 배관의 크기를 산정하는 방법이고, 두 번째 방법은 배관망해석(Pipe Network Analysis)을 이용하여 설계된 워터미스트시스템에서 워터미스트노즐에서의 분사압력을 계산하여 설계를 완성하는 방법이다. 여기서 배관망해석이란 복잡하게 연결된 배관망의 각 지점에서의 유동의 특성 즉, 유량과 압력을 해석하는 기술이다.

첫 번째 방법은 설계자의 숙련도에 따라 설계의 정확성이 많은 차이를 나타낼 수밖에 없기 때문에 매우 많은 여유를 가지는 설계가 되거나 또는 워터미스트노즐의 최소 요구압력을 유지할 수 없는 설계가 될 가능성이 항상 존재하기 때문에 부적절한 설계가 될 가능성이 매우 높다. 많은 여유를 가지는 설계가 소화성능 만의 관점에서는 문제가 되지 않지만, 설계의 경제성을 생각한다면 문제가 될 수 있다. 또한 설계된 워터미스트시스템이 충분한 소화성능을 가지는 것인지를 확인하기 위해서는 워터미스트노즐에서의 분사압력을 계측하여야 하는데, 위에서 언급한 것처럼 선박의 건조과정에서 워터미스트노즐에서의 분사압력을 계측하는 것은 현실적으로 매우 어려운 작업이고, 만약 계측한다고 하더라도 신규로 설치되는 워터미스트시스템에서 측정된 분사압력은 워터미스트시스템의 소화성능을 확인하는 차원에서는 참고자료 이외에는 의미가 없기 때문에, 이러한 방법으로 설계된 워터미스트시스템은 소화성능을 보증하기가 어렵다는 단점이 있다.

두 번째 배관망해석을 이용한 방법은 설계단계에서 배관의 부식에 의한 배관 단면적의 축소, 관벽거칠기의 증가 등과 같은 다양한 조건을 고려하여 워터미스트노즐에서의 분사압력을 예측할 수 있기 때문에 적절한 여유를 가지는 워터미스트시스템을 설계할 수 있다. 하지만 이러한 방법도 배관장치에서 발생하

는 유동에너지손실에 영향을 미치는 인자들에 대한 정확한 정보를 확보하여야 하고, 배관에서의 유량분배를 정확하게 예측할 수 있도록 배관망해석을 이용하여야 한다는 어려움이 있다. 배관 내에서의 유동에너지손실에 영향을 미치는 인자들에 대한 정보는 다양한 기준과 규격 등을 통해 확보가 가능하지만, 배관망해석을 이용하여 워터미스트노즐에서의 분사압력을 예측하는 것은 매우 전문적인 기술이 요구되는 작업이다.

또한 최근에 워터미스트시스템을 비롯한 선박용 수계소화설비의 설계에는 다양한 형태의 상용 배관망해석 프로그램이 적용되고 있지만, 기존에 개발되어 있는 배관망해석 프로그램은 모두 스프링클러시스템 또는 워터스프레이시스템에 적용하는 것을 목표로 개발된 전산 프로그램이므로 워터미스트시스템에 적용하여 워터미스트노즐에서 분사압력을 계산하라고 하여도 유동에너지 손실산정식의 차이 등으로 인해 계산결과에 대한 신뢰도가 떨어질 수 있기 때문에 워터미스트시스템의 특성을 고려한 배관망해석 기법과 전산 프로그램의 개발이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 워터미스트시스템의 정확한 설계를 통한 소화성능 확보를 위해 배관망해석 기법을 개발하고 개발된 기법을 적용한 배관망해석 전산 프로그램을 개발하였다.

1.3.2 워터미스트 유동해석의 필요성

앞에서 언급한 바와 같이, 워터미스트시스템은 매우 작은 크기의 워터미스트를 만들어 분출하여 화재를 진압하는 소화설비로서 노즐에서의 분출압력이 통상 40~100 bar에 이르는 고압이므로 스프링클러시스템, 워터스프레이시스템 등과 같은 기존의 수계소화설비와는 관련 기술이 완전히 차별화되는 소화설비이다.

워터미스트시스템은 워터미스트노즐의 최대 수평거리, 최소 및 최대 수직거리 및 워터미스트노즐에서의 분사압력으로 정의된다. 물론, 순수한 물 이외에 일정한 첨가제를 첨가하는 경우 또는 워터미스트의 무화(Atomizing)를 위해 질소와 같은 기체를 추가하는 경우에는 이러한 첨가제와 무화제(Atomizing Medium)에 대한 물성치가 워터미스트시스템의 정의에 추가된다. 워터미스트시스템을 이렇게 정의하는 이유는 워터미스트시스템의 소화성능이 노즐에서 분출되는 워터미스트의 크기에 가장 큰 영향을 받고, 워터미스트의 크기는 워터미스트노즐에서의 분사압력에 따라 달라지기 때문이다. 따라서 워터미스트시스템의 소화성능에 대한 연구는 워터미스트노즐에서 분사되는 워터미스트의 크기와 워터미스트노즐에서의 분사압력에 대해 반드시 고려하여야 한다.

그러나, 워터미스트시스템의 소화성능을 이론적으로만 접근하기에는 무리가 있다. 워터미스트시스템의 소화성능이 노즐에서의 분사압력과 워터미스트의 크기에 따라 크게 좌우되기는 하지만, 워터미스트 간의 분할, 병화 및 간섭, 워터미스트의 분사각도, 워터미스트가 분사될 때의 대기의 풍속 등과 같이 환경인자에 의해 소화성능이 변화하므로 이론적 해석만으로 워터미스트시스템의 소

화성능을 예측하는 것은 매우 어려운 일이다. 이러한 이유로 모든 워터미스트 시스템은 반복적인 실험과 경험에 의해 개발되고 있다.

지금까지 워터미스트시스템과 핵심 노즐의 개발은 기업이 주도하고 있는 실정이므로 정확한 시스템 규격과 노즐의 형상은 기업의 비밀로 분류되어 일반에 공개된 경우가 드물다. 또한 일반적으로 워터미스트노즐 내부의 유동이 복잡한 와류의 형태를 가질 때 워터미스트의 직경이 작아진다고 알려져 있으며, 워터미스트노즐 내부에서 와류를 발생시키기 위해 삽입되는 스월(Swirl) 등에 대한 정보는 기업 비밀 또는 특허권을 통해 보호되고 있다. 따라서 각 기업들은 워터미스트노즐의 초기 모델을 확정하고 초기모델에서 오리피스(Orifice)의 크기, 스월의 형태 및 분사압력 등을 조절해 가며 개발하고자 하는 워터미스트 시스템에 적용되는 화재시험절차(Fire Test Procedure)에 따른 화재시험을 실시하고, 화재시험의 결과에 따라 워터미스트노즐의 형상과 워터미스트시스템의 성능인자들을 결정하게 된다. 이러한 개발방식에 의해 워터미스트노즐과 워터미스트시스템은 시작부터 완료될 때까지 일반적으로 약 1~3년 정도의 시간이 소요된다. 물론 이러한 개발기간 또한 개발자가 보유한 경험에 따라 기간이 크게 좌우되는 실정이다.

하지만, 노즐의 형상 및 분사압력과 워터미스트 크기 변화의 상관관계에 대한 일반적인 경향을 찾아낼 수 있다면, 워터미스트시스템과 워터미스트노즐의 개발 작업에 많은 도움을 받을 수 있으며, 워터미스트노즐과 워터미스트시스템의 개발에 필요한 시간과 노력을 줄일 수 있을 것이다. 따라서 본 연구에서는 노즐에서의 형상 및 분사압력에 따른 워터미스트의 크기 변화에 대한 현상을 알아보기 위해 상용 CFD 코드를 이용하여 유동해석을 실시하였다.

1.4 연구의 내용

본 연구에서는 워터미스트시스템의 소화성능 예측하기 위한 연구를 수행하였다. 워터미스트시스템의 소화성능은 노즐에서의 분사압력과 노즐에서 분사된 워터미스트의 크기에 따라 크게 좌우되므로, 본 연구에서는 개발된 워터미스트 시스템에서 노즐에서의 분사압력을 예측하기 위한 배관망해석 기법을 개발하였으며, 노즐의 형태와 분사압력의 변화에 따른 워터미스트의 입자 크기 변화와 분무형태를 관찰하기 위해 CFD를 이용한 유동해석을 수행하였다.

워터미스트시스템에 적합한 배관망해석 기법을 개발하기 위해 다양한 유동에너지손실 산정방법을 검토하고 워터미스트시스템에 적합한 유동에너지손실 산정방법을 제안하였다. 또한 워터미스트시스템에 적합한 배관망해석 기법을 개발하기 위해 기존에 개발되어 있는 배관망해석 기법을 검토하였으며, 검토결과를 이용하여 워터미스트시스템에 적합한 배관망해석 기법을 개발하였다.

워터미스트노즐의 분사압력에 따른 워터미스트의 크기변화와 분무형태를 살펴보기 위해서는 상용 CFD Code인 CFX를 이용하여 기존에 개발되어 있는 워터미스트노즐에서 분사압력을 변화시켜가며 워터미스트의 크기 변화와 분무형태를 관찰하기 위한 유동해석을 실시하였다. 그리고 워터미스트의 유동해석을 가장 정확하게 계측 및 분석할 수 있는 PIV를 이용한 계측결과와 비교하여 유동해석과 실제 유동현상과의 차이를 분석하였다.

제 2 장 유동에너지손실의 산정

2.1 유동손실 산정기준

배관 내를 유동하는 유체의 에너지손실은 압력의 손실로 나타나게 되고, 압력손실의 원인으로는 유동마찰손실, 운동량변화에 의한 손실, 유동박리에 의한 손실 등이 있다. 이중에서 직선 배관은 유체의 점성에 의한 마찰손실만이 발생하며, 다양한 형태의 관부착품에서는 마찰손실, 운동량 변화에 의한 손실 및 유동박리에 의한 손실이 복합적으로 발생한다.

배관장치의 내부의 각 지점에서 발생하는 유동에너지 손실을 정확하게 산정하는 것은 매우 어려운 일이다. 배관에서의 마찰손실은 일반적으로 무디선도(Moody Chart)를 이용하고, 무디선도에서 마찰손실계수는 레이놀즈수와 관벽거칠기의 함수로 표현되어 있다. 레이놀즈수는 손쉽게 알 수 있지만, 관벽거칠기는 쉽게 예측하거나 알 수 있는 수치가 아니다. 그리고 관부착품의 경우에는 형상, 재질 및 제조자 등에 따라 유동에너지손실이 크게 달라지기 때문에 유동에너지손실의 산정이 더욱 어렵다. 또한 직선의 배관과 관부착품의 유동에너지손실은 제품이 사용되는 환경과 사용된 시간에 따라 변화한다. 이러한 문제점 때문에, 배관장치에서의 유동에너지손실을 산정하는 경우에는 대부분 각종 규격이나 규정에서 정하고 있는 값들을 이용하는 경우가 대부분이다.

워터미스트시스템과 관련된 규격과 규정은 매우 많다. 선박용 워터미스트시스템의 경우에는 국제해사기구가 관련 규격과 규정을 개발하고 있으며, 워터미스트시스템과 관련하여 MSC/Circ.668, MSC/Circ.728, MSC/Circ.913,

MSC/Circ.1165 및 Res.A.800(19)와 같은 설계 및 승인 기준을 개발하였다. 하지만 국제해사기구에서 개발한 기준은 워터미스트시스템의 소화성능 확인을 위한 화재시험 기준과 워터미스트시스템을 선박에 설치하는 경우에 다른 설비들과의 조화, 안전장치 요건 등을 위주로 개발된 기준이기 때문에, 워터미스트시스템을 설계하는 과정에서 참고할 수 있는 유동에너지손실 관련 정보가 미미하다.

따라서 워터미스트시스템의 유동에너지손실 산정에는 주로 미국방화협회(NFPA; National Fire Protection Association)의 NFPA Code 750 “Standard on Water Mist Fire Protection Systems”에서 정하고 있는 유동에너지손실 산정기준이 주로 사용한다. 본 연구에서는 NFPA Code 750에서 정하고 있는 유동에너지손실 산정기준이 가지고 있는 문제점과 그 문제점에 대한 해결방안을 제시한다.

2.2 배관에서의 유동에너지손실

배관에서의 유동에너지손실은 유체가 가지는 점성력에 의해 발생하는 마찰손실에 기인하는 것으로 유체의 점성과 관벽의 거칠기에 따라 달라진다. 배관에서의 유동에너지손실을 산정하는 방법은 여러 가지가 있지만, 일반적으로 Darcy-Weisbach식과 Hazen-Williams식[5],[6],[7]을 가장 널리 사용하고 있으며, Darcy-Weisbach식은 식(2-1)과 같고, Hazen-Williams식은 다양한 형태가 있지만, 식(2-2)가 가장 대표적이다.

$$P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2-1)$$

여기서, P_L : 압력손실, Pa

f : 마찰손실계수

L : 배관의 길이, m

D : 배관의 내경, m

ρ : 유체의 밀도, kg/m^3

V : 유체의 배관 내에서의 평균속도, m/s

$$P_{L-H} = 6.05 L_H \frac{Q_H^{1.85}}{C^{1.85} D_H^{4.87}} \times 10^5 \quad (2-2)$$

여기서, P_{L-H} : 압력손실, bar

L_H : 배관의 길이 및 관부착품의 등가길이, m

Q_H : 배관 내의 유량, ℓ/min

C : Hazen-Williams계수

D_H : 배관의 내경, mm

Darcy-Weisbach식과 Hazen-Williams식은 배관에서의 마찰손실을 산정에 폭넓게 사용되어 왔으며, Hazen-Williams식은 배관의 재질, 제원 및 유량만으로 반복계산을 하지 않고 간단하게 유동에너지손실을 산정할 수 있다는 장점을 가지고 있기 때문에, 배관장치의 이송유체가 물인 경우에는 거의 대부분 Hazen-Williams식을 사용하여왔다.

배관에서의 마찰손실은 유체의 점성에 기인하는데, Darcy-Weisbach식은 유체의 유동을 가장 많은 영향을 미치는 유체의 밀도와 마찰계수 f 를 통해 유체의 점도 및 배관의 조건을 고려해 줄 수 있기 때문에 모든 형태의 정상상태 비압축성 유동의 마찰손실 산정에 적용할 수 있다. 하지만, Hazen-Williams식은 Hazen-Williams계수로서 유체의 밀도, 점성 및 배관의 조건을 적용하므로, 각종 유체 및 배관에 따라 계수를 별도로 정해줘야 하는 문제점이 있다. 따라서 Hazen-Williams계수는 실험적으로 정해지며, 현재까지 알려져 있는 계수는 대부분 물과 관련된 것이어서 Hazen-Williams식은 주로 물을 이송하는 배관장치의 유동에너지손실 산정에 사용되고 있다.

Hazen-Williams식의 이러한 특성으로 인해 기존에 물을 소화제로 사용하는 스프링클러시스템과 워터스프레이시스템 등에서는 유동에너지손실 산정에 Hazen-Williams식을 사용하였으며, 관련된 NFPA Code에서도 Hazen-Williams식을 사용하도록 규정하고 있으며, 특히 워터미스트시스템 관련 규격인 NFPA Code 750에서도 Darcy-Weisbach식과 함께 Hazen-Williams식을 사용할 수 있

도록 규정하고 있다.

하지만, 기존의 스프링클러시스템 또는 워터스프레이시스템과 워터미스트시스템은 유동형태 즉, 레이놀즈수가 다르기 때문에 워터미스트시스템에 Hazen-Williams식을 적용하는 것은 유동에너지손실의 정확한 산정에 문제가 있을 것으로 판단된다. 아래의 Table 2-1은 스프링클러시스템과 워터미스트시스템의 노즐이 부착된 일반적인 배관에서의 레이놀즈수를 비교한 것이다. 참고로 Table 2-1에서 사용된 물의 밀도와 점도는 NFPA Code 750의 Table 6-2.2(b)에서 32.2℃의 값을 사용한 것이다.

Table 2-1의 계산결과를 보면, 스프링클러시스템이 워터미스트시스템의 레이놀즈수가 크게 차이가 나지 않는 것처럼 나타나지만, 이러한 결과를 무디선도에서 마찰손실계수의 측면에서 비교하면 다른 양상이 나타난다.

Table 2-1의 계산결과를 마찰손실계수의 측면에서 비교해 보려면 무디선도를 이용하여 직접 비교해 보아야 한다. Darcy-Weisbach식의 마찰계수 f 를 정하기 위한 여러 가지 자료 중에서 가장 일반적으로 사용되는 무디선도는 실험적으로 얻어진 값들을 이용하여 마찰계수 f 를 레이놀즈수와 관벽거칠기에 대한 함수로 표현한 것이다. 하지만 무디선도는 매우 복잡하기 때문에 무디선도에서 직접적으로 마찰손실계수를 비교하거나 얻는다는 것은 매우 어렵고 반복적인 작업이 필요하다. 따라서 무디선도에 대한 많은 근사식들이 개발되었으며, 그 중에서 Colebrook-White식이 가장 정확도가 높은 것으로 평가되어 가장 널리 사용되고 있다. Colebrook-White식은 다양한 형태가 있지만 식(2-3)이 가장 널리 사용된

다.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2-3)$$

여기서, f : 마찰손실계수

ϵ : 관벽의 거칠기, m

D : 배관의 내경, m

식(2-3)을 이용하여 무디선도를 작성하여, Table 2-1에서 계산된 결과를 같이 표시하면, Fig. 2-1과 같다.

Fig. 2-1에서 워터미스트시스템과 스프링클러시스템의 레이놀즈수 영역은 마찰손실계수가 급격하게 변화하는 영역이어서 마찰손실계수가 많은 차이를 나타낸다. 이는 스프링클러시스템의 유동에너지손실 산정에 사용되는 방법을 워터미스트시스템의 유동에너지손실 산정에 적용하게 되면 유동에너지손실 산정이 정확하게 이뤄지지 않을 수 있다는 것을 의미한다. 즉, Hazen-Williams식이 스프링클러시스템과 워터스프레이시스템에서 오랜 기간 동안 사용되면서 검증되었다고는 하지만, 이를 워터미스트시스템에 적용하게 되면 오류가 발생할 수 있다는 의미이다.

**Table 2-1 Comparison of Reynolds Number between
sprinkler system and water mist system**

	Sprinkler System	Water Mist System
Pipe Size	25A, Sch.40	15A, Sch.40
Inner Dia. of Pipe	26.2 mm	15.3 mm
K factor of Nozzle	80.0	1.0
Discharge Pressure	1 bar	100 bar
Flow Rate	80 liters/min	10 liters/min
Mean Velocity	2.473 m/s	0.907 m/s
Density	995.4 kg/m ³	995.4 kg/m ³
Absolute Viscosity	7.4×10 ⁻⁴ Pa·sec	7.4×10 ⁻⁴ Pa·sec
Reynolds Number	8.72×10 ⁴	1.87×10 ⁴

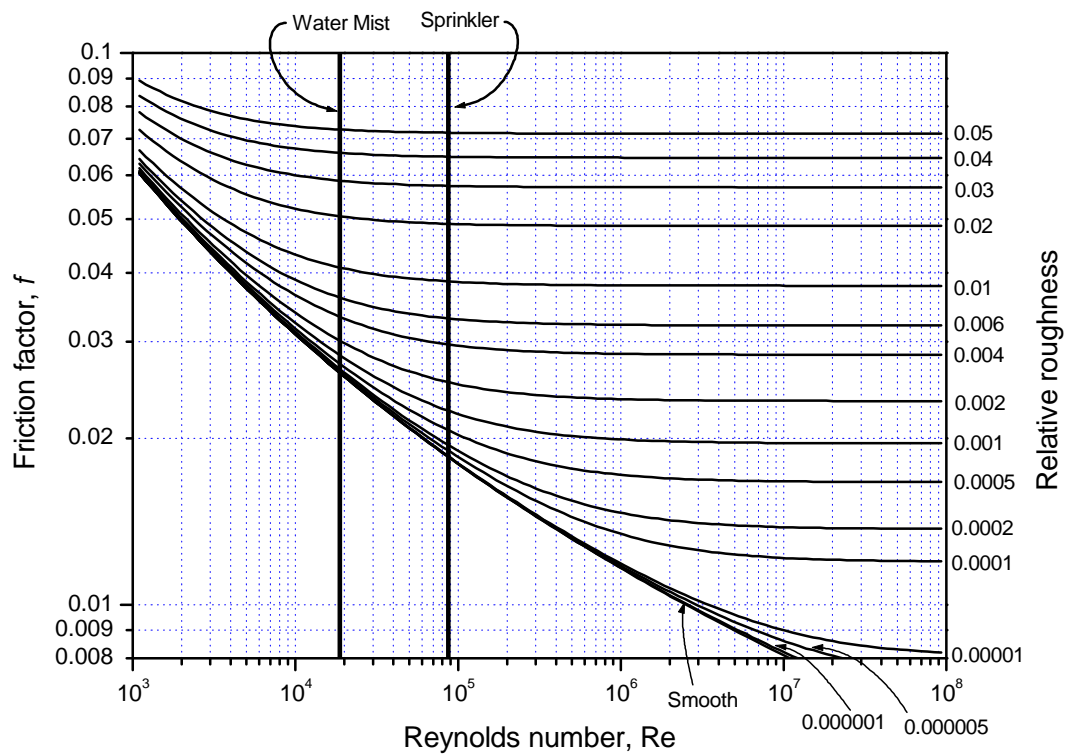


Fig. 2-1 Moody chart by Colebrook-White equation and comparison of Reynolds Number between sprinkler system and water mist system

Fig. 2-1에서 나타난 스프링클러시스템과 워터미스트시스템의 레이놀즈수 차이에 의한 마찰손실계수의 차이에 의해서 유동손실의 차이가 발생할 수 있다는 것을 명확하게 확인하기 위해서는 Darcy-Weisbach식과 Hazen-Williams식의 상관관계를 명확하게 규명해야 한다. Darcy-Weisbach식과 Hazen-Williams식의 상관관계는 궁극적으로 마찰손실계수와 Hazen-Williams계수의 상관관계로 나타낼 수 있으며, 일반적으로 식(2-4)와 같은 관계를 가진다.[8]

$$\log f = \log C^* - 0.148 \log Re \quad (2-4)$$

여기서, f : 마찰손실계수

C^* : 수정된 Hazen-Williams계수(상수)

Re : 레이놀즈수

식(2-4)를 log-log 그래프인 Fig. 2-1에 그려보면 일정한 기울기를 가지는 직선으로 나타나게 된다. 이러한 경향은 무디선도에서 나타나는 비선형 경향과 완전히 다른 경향이다. 이러한 경향을 명확하게 확인하고, Hazen-Williams식의 유효성, 즉 Darcy-Weisbach식과 비교하여 Hazen-Williams식이 어느 정도 편차를 나타내는지를 정량적으로 알아보기 위해서는 식(2-1)과 식(2-2)를 이용하여 마찰손실계수를 Hazen-Williams계수의 함수로 비교해야 한다. 식(2-1)과 식(2-2)를 이용하여 마찰손실계수를 Hazen-Williams계수와 레이놀즈수의 함수로 표현하면 식(2-5)와 같다.[9],[10]

$$f = 131305.01 \times C^{-1.85} Re^{-0.15} D^{-0.02} \rho^{-0.85} \mu^{-0.15} \quad (2-5)$$

여기서, f : 마찰손실계수

C : Hazen-Williams계수

Re : 레이놀즈수

D : 관의 내경, m

ρ : 밀도, kg/m^3

μ : 절대점도, $Pa \cdot sec$

식(2-5)를 이용하여 다양한 크기의 배관에 대한 상관관계를 표시하면 Fig. 2-2와 같으며, Fig. 2-2에서 두 가지 문제점을 확인할 수 있다. 첫 번째 문제점은 식(2-5)를 이용하여 계산된 마찰손실계수 즉, Hazen-Williams계수가 마찰손실계수에 비해 마찰손실을 저평가 한다는 것이고, 두 번째 문제점은 마찰손실계수는 관벽의 상대거칠기의 따라 크게 변화하는데, Hazen-Williams계수는 관벽의 상대거칠기에 따라 거의 차이를 보이지 않는다는 것이다.

Hazen-Williams계수가 마찰손실계수에 비해 마찰손실을 작게 산정하고, 배관의 크기에 따른 마찰손실의 변화가 미미하게 나타난다는 것은 동일한 배관에 대해 마찰손실을 산정할 경우에, Hazen-Williams식이 Darcy-Weisbach식에 비해 마찰손실을 작게 산정한다는 의미이다. 마찰손실을 작게 산정한다는 것은 펌프의 용량과 배관의 크기가 부적절하여 워터미스트노즐에서의 분사압력이 낮아질 수 있다는 것을 의미한다. 이러한 검토결과를 고려해볼 때, 워터미스트시스템의 유동에너지손실을 산정에는 반드시 Darcy-Weisbach식을 이용하여야 한다는 결론을 내릴 수 있다.

또한 NFPA Code 750 6-2.1에서는 배관의 크기가 20A 이상이고, 배관 내의

평균유속이 7.6m/sec 이하인 경우에 대해서는 유동에너지손실 산정에 Hazen-Williams식을 사용할 수 있도록 허용하고 있다. 또한 NFPA Code 750 Table 6-2.2(a)에서 정하고 있는 스테인레스강관의 관벽거칠기는 0.045 mm이고 스테인레스강관(Stainless Steel Pipe)의 Hazen-Williams계수는 150이다. NFPA Code 6-2.1에 따라 Hazen-Williams식을 워터미스트시스템의 유동에너지손실 산정에 적용할 것인지를 명확하게 하기 위해서는 식(2-3)의 Colebrook-White식과 식(2-5)의 상관관계식을 이용하여 NFPA Code 6-2.1에서 정하고 있는 예외조항을 검증해 보아야 한다. Table 2-1에서 사용된 밀도(995.4 kg/m³)와 점도(7.4×10^{-4} Pa·sec)를 동일하게 사용하여 레이놀즈수의 변화에 따른 변화를 표현하면 Fig. 2-3과 같다.

Fig. 2-3의 결과 또한 Fig. 2-2와 동일하게 Hazen-Williams식이 Darcy-Weisbach식에 비해 유동에너지손실을 작게 평가하며, 레이놀즈수의 변화에 따른 유동에너지손실의 변화를 고려해주지 못한다는 문제점을 확인할 수 있다. 따라서, NFPA Code 750 6-2.1에서 부분적으로 Hazen-Williams식의 사용을 허용하고 있지만, 워터미스트시스템에 Hazen-Williams식을 적용하는 것은 매우 부적절하다는 것을 알 수 있다.

Darcy-Weisbach식과 Hazen-Williams식의 차이는 예제를 통해 쉽게 알 수 있다. 동일한 배관에 대해 Darcy-Weisbach식과 Hazen-Williams식에 의한 압력손실이 어느 정도 차이를 가지는지를 알아보기 위해 길이가 10m인 스테인레스강관에 대해 15A Sch.40인 경우와 200A Sch.40인 경우에 대해 인 관에 대해 계산을 해보면 Fig. 2-4 및 Fig. 2-6과 같은 결과를 얻을 수 있다. 또한 Hazen-Williams식으로 계산된 압력손실(dPH)과 Darcy-Weisbach식으로 계산된

압력손실(dPD)의 비율을 비교해 보면 Fig. 2-5 및 Fig. 2-7과 같다. Fig. 2.5와 Fig. 2-7에서 압력손실비율의 최대값은 각각 약 81.6%와 약 99.4%이고, 최대 값이 나타나는 Reynolds Number는 각각 약 1.7×10^4 과 약 1.4×10^5 이다. 압력손실비율이 최대가 되는 레이놀즈수는 관벽거칠기와 Hazen-Williams계수를 어떻게 정하느냐에 따라 달라지겠지만, 전체적인 경향을 살펴보면, Darcy-Weisbach 식으로 계산한 압력손실과 Hazen-Williams식으로 계산한 결과가 일정한 일정한 영역에서는 그 차이가 줄어들며, 관의 크기에 따라 그 격차가 달라진다는 것이다. 특히 Fig. 2-7에서 Darcy-Weisbach식으로 계산한 압력손실과 Hazen-Williams식으로 계산한 결과가 99.4%의 차이를 나타낸다는 것은 그 결과가 거의 일치한다는 것을 의미하는데, 이는 Fig. 2-2에서 Colebrook-White 식으로 계산한 마찰손실계수와 Hazen-Williams 계수로부터 계산된 마찰손실계수가 가장 근접하는 영역과 일치하며, Fig. 2-1에 나타낸 스프링클러시스템의 운전영역인 레이놀즈수 8.72×10^4 과 비슷한 영역임을 알 수 있다.

또한 Darcy-Weisbach식을 이용한 배관에서의 유동에너지손실은 유체의 밀도와 점도, 배관의 직경과 길이, 유체의 평균속도 및 관벽의 거칠기에 따라 달라진다. 다른 사항들은 워터미스트시스템을 설계하는 단계에서 쉽게 알 수 있는 사항이지만, 관벽의 거칠기는 예측이 어려울 뿐만아니라, 사용연한에 따른 변화를 예측한다는 것이 거의 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 NFPA Code Table 6-2.2(a)에서 정하고 있는 값을 사용하며, NFPA Code Table 6-2.2(a)는 Table 2-2와 같다.

Table 2-2 Recommended values of absolute roughness of effective height of pipe wall irregularities for use in Darcy-Weisbach equation

Pipe Material(New)	Design Value of ϵ	
	ft	mm
Copper, Copper nickel, Drawn Tubing	0.000005	0.0015
Stainless Steel	0.00015	0.045

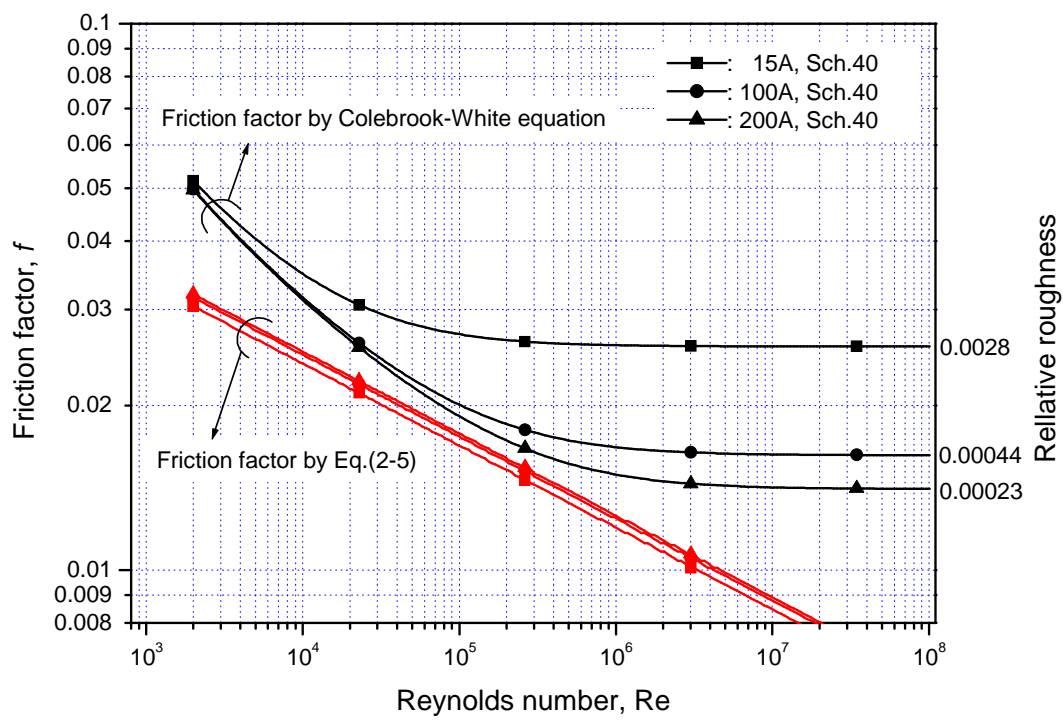


Fig. 2-2 Correlation of Darcy equation and Hazen-Williams equation

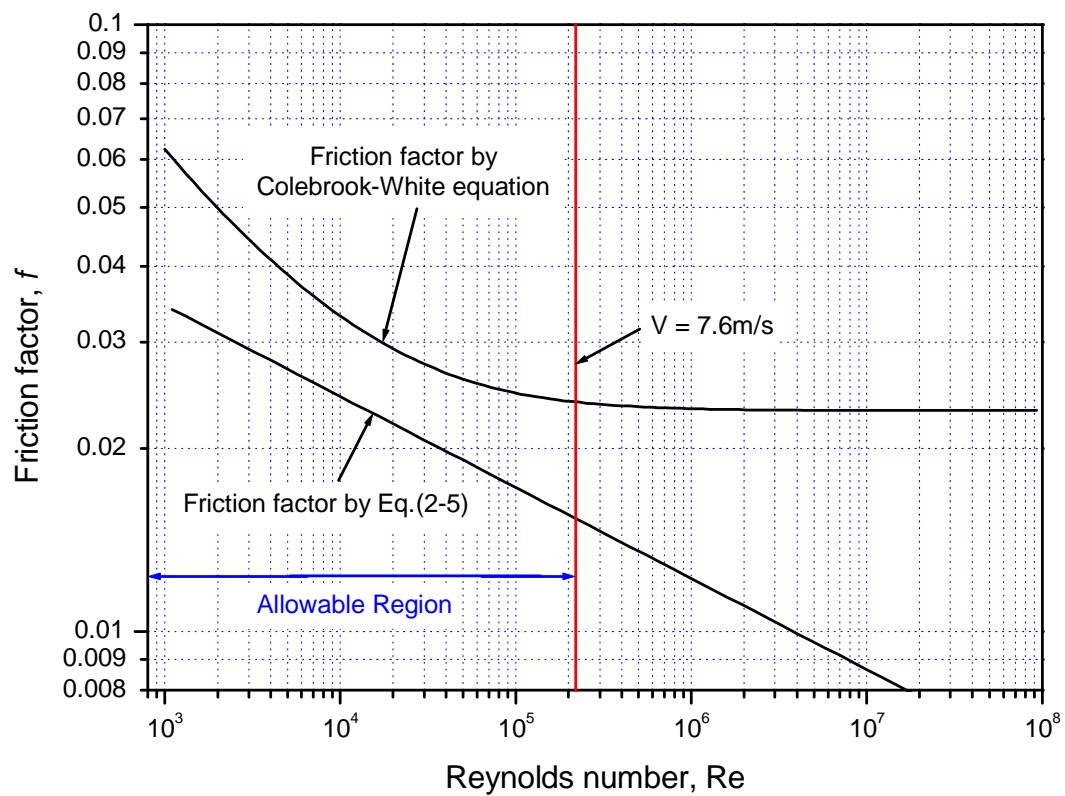


Fig. 2-3 Comparison of Colebrook-White equation and Hazen-Williams equation with exception condition of NFPA Code 750 6-2.1.

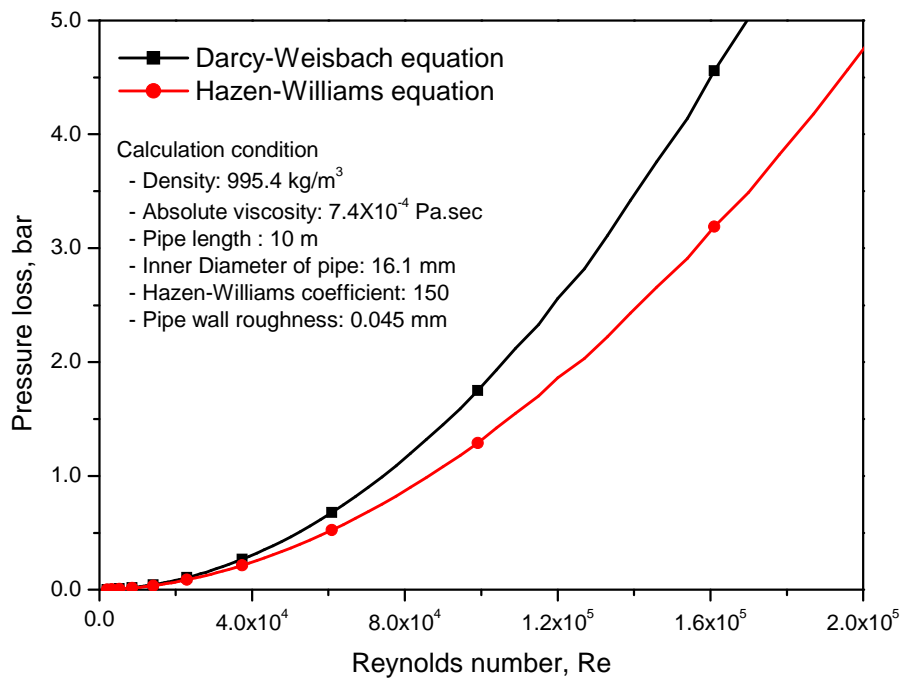


Fig. 2-4 Comparison of pressure loss by Darcy-Weisbach equation and Hazen-Williams equation for same pipe

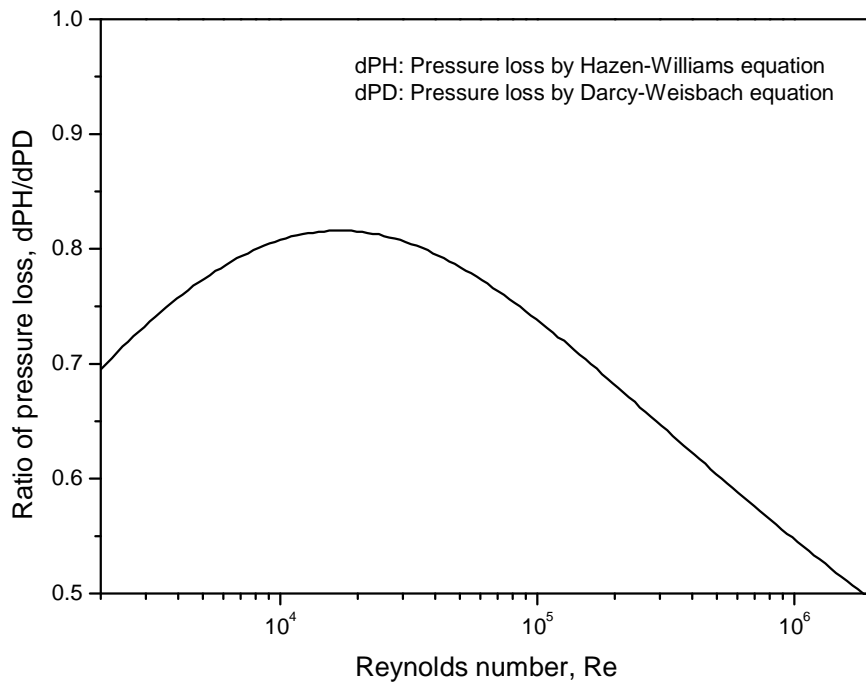


Fig. 2-5 Pressure loss ration of Fig. 2-4

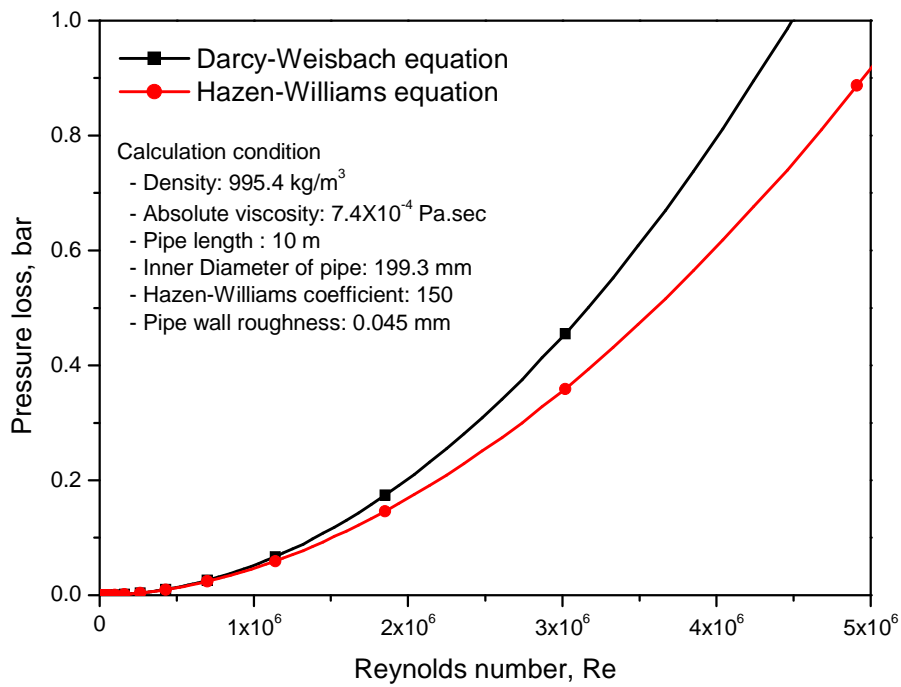


Fig. 2-6 Comparison of pressure loss by Darcy-Weisbach equation and Hazen-Williams equation for same pipe

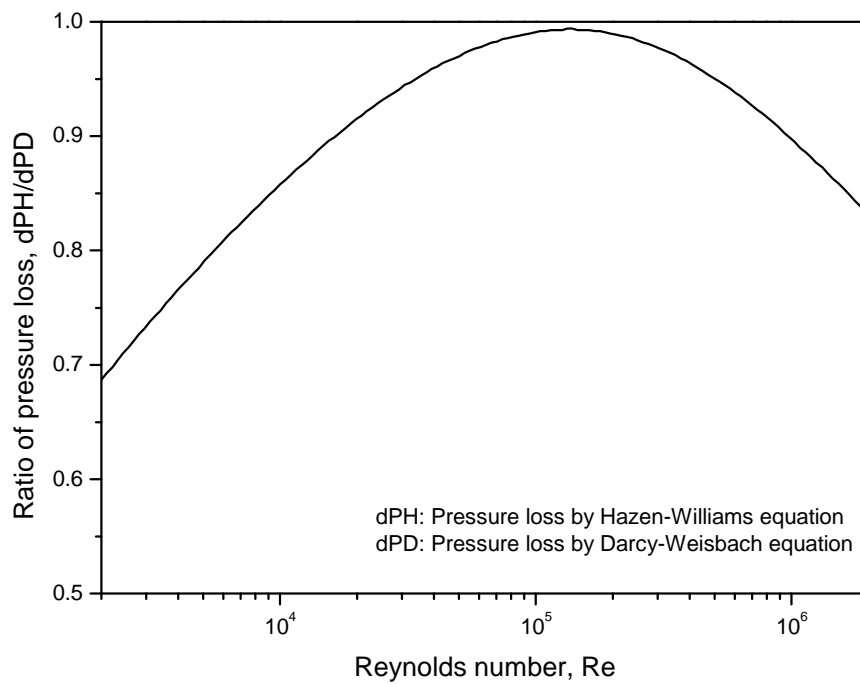


Fig. 2-7 Pressure loss ratio of Fig. 2-6

2.3 관부착품에서의 유동에너지손실

관부착품이란 관 이외에 배관장치를 구성하기 위해 사용되는 Bend, Tee, Cross, Valve, Diffuser, Reducer 등을 말한다. 그리고 이러한 관부착품에서의 손실은 부차적 손실(Minor Losses)이라고 흔히 불리는데, 이것이 관부착품들에 의한 마찰손실이 작다는 것을 의미하는 것은 아니다. 왜 부차적 손실이라고 불리는지에 대해서는 불명확하지만, 밸브가 부분적으로 개방되어 있는 경우 등에서는 관부착품에 의한 손실이 직관에서의 손실보다 훨씬 큰 유동에너지손실을 가지게 된다. 다만, 배관망 해석 분야는 토목공학과 같이 발전하여 왔다고 할 수 있을 정도로 토목공학에서 주로 연구된 분야이고, 토목공학에서는 도시의 상수도관과 같이 아주 긴 직선의 배관을 사용하는 배관장치를 주로 다루게 되어 배관에서의 압력손실이 관부착품에서의 압력손실에 비해 상대적으로 아주 크기 때문에 부차적 손실이라고 불리게 된 것으로 추측된다.

하지만, 도시의 상수도관과 같이 아주 긴 직선의 배관을 사용하는 배관장치 이외의 배관장치에서는 관부착품에서의 압력손실이 차지하는 비중이 아주 높기 때문에 관부착품에서의 압력손실을 반드시 고려해 주어야 한다.

관부착품에서 발생하는 유동에너지손실은 배관에서의 압력손실과는 그 발생 원인이 다르다. 배관에서의 유동에너지손실은 점성력에 의해 마찰손실이 원인 이지만, Valve, Bend, Tee 등과 같은 경우에는 점성력에 의한 압력손실보다는 유동 방향의 변경에 따른 관성력에 의한 유동에너지손실이 주를 이루게 된다. 하지만, 관부착품 특히 밸브에 있어서는 그 형태가 사용목적에 따라서 너무나 다양하고, 같은 형태의 밸브라 하더라도 제작사에 따라 그 유동형태가 상당한

차이를 가지게 된다. 다만, 유동에 대한 저항 즉 유동에너지손실에 따라 밸브를 분류한다면, Gate valve, Ball valve, Plug valve 및 Butterfly valve 등과 같이 유체의 유동방향이 직선적인 밸브들은 압력손실이 낮은 편에 속하고, Globe valve, Angle valve 등과 같이 유체의 유동방향이 변하는 밸브들은 유동에너지손실이 높은 편에 속한다.

관부착품에서의 유동손실에 대해서는 많은 연구가 이뤄졌으며, 관련 연구결과가 일반화되어 유체역학 교과서에서도 일반적인 사항을 다루고 있지만, 각 문헌에서 제시하고 있는 내용이 조금씩 다르다.[11],[12],[13],[14] 이것은 각 문헌들이 참고로 하고 있는 문헌들이 모두 틀리기 때문이며, 관부착품에서의 유동손실이 연구방법, 연구대상, 연구시기 및 연구자에 따라 많은 차이가 발생할 수 있다는 것에 대한 반증이라고 할 수 있다. 관부착품의 유동에너지손실에 대한 연구결과는 다양하게 있지만, 산업의 규격에 대한 해설[15], 이론적 연구 및 실험적인 연구[16],[17],[18]가 다양하게 이뤄져 있다.

관부착품에 의한 압력손실을 산정하는 데에는 크게 두 가지 방법이 사용된다. 식(2-1)의 Darcy Equation을 관부착품에도 적용할 수 있도록 표현하면 식(2-6) 및 식(2-7)과 같다.

$$P_L = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_D \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (2-6)$$

$$P_L = f \frac{L + \sum L_E}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2-7)$$

여기서, K_D : 관부착품의 유동에너지손실계수

L_E : 관부작품의 등가길이, m

식(2-6)은 관부작품 자체에 대해 손실계수를 구하여 사용하는 방법이다. 이때 일정한 형태의 관부작품에 대해 손실계수 K_D 를 구한다면, 기하학적으로 상사하는 모든 관부작품에 대해 이 손실계수를 적용할 수 있다. 물론, 관부작품에 대한 손실계수 K_D 도 무디선도에서의 마찰손실계수와 동일하게 레이놀즈수의 함수가 될 것이다. 하지만 관부작품에서의 압력손실은 관에서의 압력손실과는 다르게 유로의 변경에 따른 운동량의 손실에 기인하는 것이 많기 때문에 레이놀즈수의 변화에 따른 손실계수의 변화가 미미할 것으로 판단하고, 실제의 설계작업에서는 손실계수 K_D 를 레이놀즈수에 대해 독립적인 즉, 레이놀즈수의 변화에 따라 변화하지 않는 계수로서 사용하고 있다.

또, 관부작품은 비록 규격화되어 있지만, 그 형태가 매우 다양하고, 또 제작사에 따라서 그 유동형태가 달라지기 때문에, 일정한 형태에 대한 손실계수를 일정한 값으로 지정하는 것은 매우 어려울 뿐만 아니라, 비현실적인 일이 될 수도 있다. 하지만, 여러 가지 실험결과들을 비교하여 그 결과로서 얻어진 손실계수의 차가 크지 않다면, 사용의 목적을 고려하여 그 중의 한 값을 취하여 사용하는 것이 현실적인 방법이 될 수 있다.

그리고 식(2-7)은 관부작품을 동일한 재질, 동일한 호칭경의 직관의 길이로 환산하여 사용하는 방법이다. 예를 든다면, 동일한 유량, 압력으로 유체가 유동할 때 100A Elbow의 압력손실과 동일한 압력손실을 가지는 직관의 거리를 산정하여 사용하는 것이다. 이러한 방법으로 산정된 직관의 길이를 등가길이

(Equivalent Length)라고 하며, 이 등가길이는 직관의 내경과 직관의 길이의 비로 표현되는 것이 일반적이다.

관부작품의 유동에너지손실 산정에 손실계수를 이용할 경우와 등가길이를 적용하는 경우에 따라 유동에너지손실이 차이를 나타낼 수 있기 때문에 어떤 방법을 사용할 것인지는 매우 중요하다. 식(2-6)에서 알 수 있듯이, 손실계수를 사용하는 경우에는 손실계수가 레이놀즈수에 대한 함수로 주어지지 않으면, 손실계수를 이용한 방법에서는 레이놀즈수로 대표되는 유동의 형태에 따른 유동에너지손실을 고려해 줄 수 없다. 또한 손실계수를 레이놀즈수에 대한 함수의 형태로 나타낼 수 있다고 하더라도 매우 다양한 형태의 관부작품에 비선형 함수를 이용하여야 하므로 사용하기에 매우 불편할 것이다.

반면에 식(2-7)과 같이 관부작품의 유동에너지손실을 등가길이를 이용하여 산정하게 되면, 마찰손실계수를 통해 관부작품의 유동에너지손실에 레이놀즈수를 고려해 줄 수 있고, 관부작품의 호칭경에 따른 관부작품의 등가길이만을 이용하여 손쉽게 관부작품의 유동에너지손실을 산정할 수 있다.

또한 관부작품의 유동에너지손실 산정에 관한 다양한 참고문헌에서도 등가길이를 주로 사용하고 있고, NFPA Code 750에서도 등가길이를 이용하여 관부작품의 유동에너지손실을 산정하도록 요구하고 있다. Table 2-3은 NFPA Code 750 Table 6-3.6.1에서 정하고 있는 관부작품에 대한 등가길이를 나타낸 것이다. Table 2-3은 구리(Copper)로 만들어진 관부작품에 대한 등가길이이지만, Hazen-Williams계수를 정하고 있는 NFPA Code 750 Table 6-3.6.4에서 구리 튜브(Copper Tube)와 스테인레스강관에 대해 동일하게 150을 사용하도록 규정

하고 있으므로, Table 2-3의 등가길이를 스테인레스강관에 적용할 수 있다.

하지만, Table 2-3을 워터미스트시스템의 유동에너지손실에 적용하기에는 두 가지 문제점이 있다. 첫 번째 문제점은 특정한 항목에 대해서는 등가길이의 값이 정해져 있지 않다는 것이다. 이것은 다른 값들을 이용해 선형 또는 비선형보간을 이용하여 값을 구하라는 뜻으로 해석될 수 있으나 Table 2-3에서 알 수 있듯이 보간 자체가 불가능한 항목이 많다.

두 번째 문제점은 Table 2-3에서 주어진 값들의 전체적인 경향이 맞지 않는 것이다. 전체적으로 배관의 호칭경이 커질수록 등가길이가 커지는 경향을 가지고 있지만, 반대의 경향을 나타내는 값들도 있다. 물론 이 값들이 실험적으로 결정된 값들이겠지만, 관부착품은 동일한 형태로 하더라도 제조자와 제조 방법에 따라 유동에너지손실이 다르게 나타나므로, 전체적인 경향에 맞추어주는 것이 유동에너지손실 계산의 적정성을 높여주는 것이라 할 수 있다.

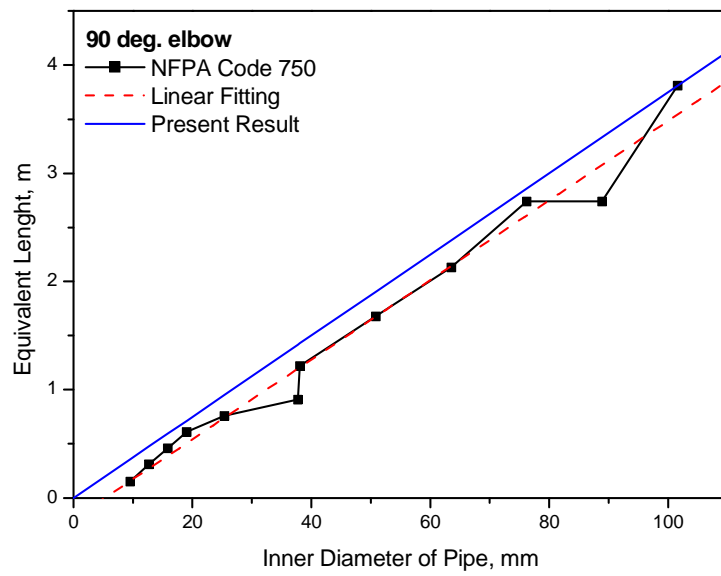
이러한 문제점들을 해결하기 위해 본 연구에서는 관부착품의 등가길이를 연결된 관의 내경에 대한 함수로 사용할 것을 제안한다. 이 제안을 이용하여 유동에너지손실 계산을 수행한다면, 유동에너지손실 계산의 적정성도 확보할 수 있으며, 편의성도 추구할 수 있을 것으로 판단한다.

본 연구에서 제안하는 관부착품의 등가길이는 Fig. 2-8과 같다. Fig. 2-8에서 표현된 것과 같이 관의 내경이 0일 경우에는 등가길이가 0이 되도록 하고, Table 2-3에서 주어진 값과 영점을 잇는 직선을 긋고 그 직선들 중에서 그 구배가 가장 큰 직선을 해당 관부착품의 등가길이 함수로 정하는 것이다. 이러한

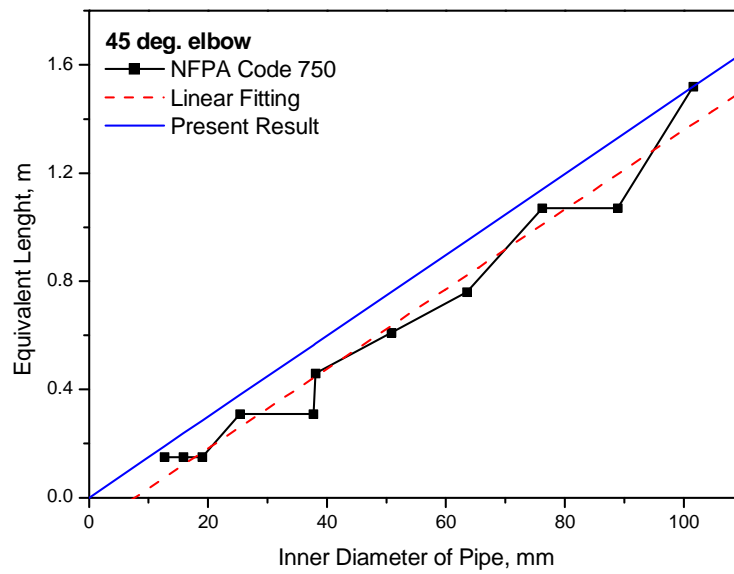
방법을 통해 결정된 관부착품과 밸브의 등가길 이와 배관직경과의 함수는 Table 2-4와 같으며, 본 연구에서 수행하는 관부착품에 대한 유동에너지손실 계산은 Table 2-4를 이용한다.

**Table 2-3 Equivalent length of pipe for copper fittings and valves
(NFPA Code 750 Table 6-3.6.1, unit = m)**

Nominal Diameter		Inner Dia. mm	Fittings					Valves			
			Elbow		90° Tee		Coupling	Ball	Gate	Butterfly	Check
			90°	45°	branch	straight					
3/8	8A	9.53	0.15	-	0.46	-	-	-	-	-	0.46
1/2	10A	12.7	0.31	0.15	0.61	-	-	-	-	-	0.61
5/8	15A	15.88	0.46	0.15	0.61	-	-	-	-	-	0.76
3/4	20A	19.05	0.61	0.15	0.91	-	-	-	-	-	0.91
1	25A	25.4	0.76	0.31	1.37	-	-	0.15	-	-	1.37
1¼	32A	31.75	0.91	0.31	1.68	0.15	0.15	0.15	-	-	1.68
1½	40A	38.1	1.22	0.46	2.13	0.15	0.15	0.15	-	-	1.98
2	50A	50.8	1.68	0.61	2.74	0.15	0.15	0.15	0.15	2.29	2.74
2½	65A	63.5	2.13	0.76	3.66	0.15	0.15	-	0.31	3.05	3.51
3	80A	76.2	2.74	1.07	4.57	0.31	0.31	-	0.46	4.72	4.42
3½	90A	88.9	2.74	1.07	4.27	0.31	0.31	-	0.61	-	3.81
4	100A	101.6	3.81	1.52	6.40	0.31	0.31	-	0.61	4.88	5.64

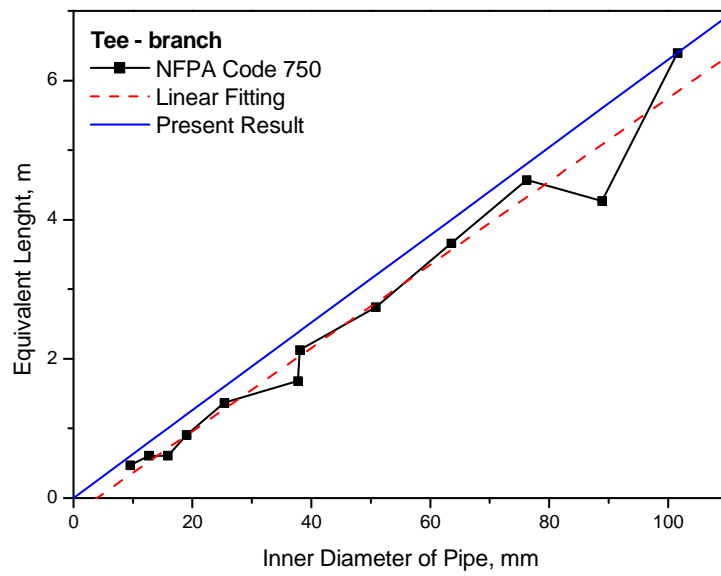


90° elbow or bend, $L_E = 0.0375D$

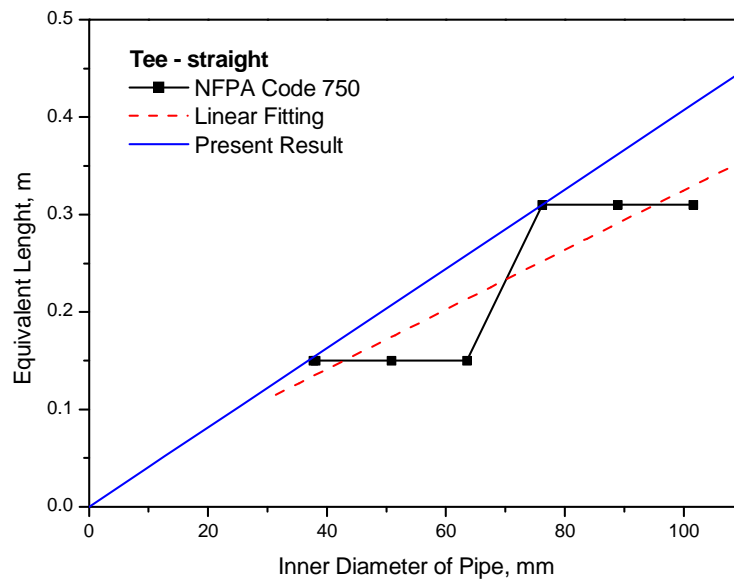


45° elbow or bend, $L_E = 0.015D$

Fig. 2-8 Comparison of NFPA Code 750 Table 6-3.6.1 and the present results (continued)

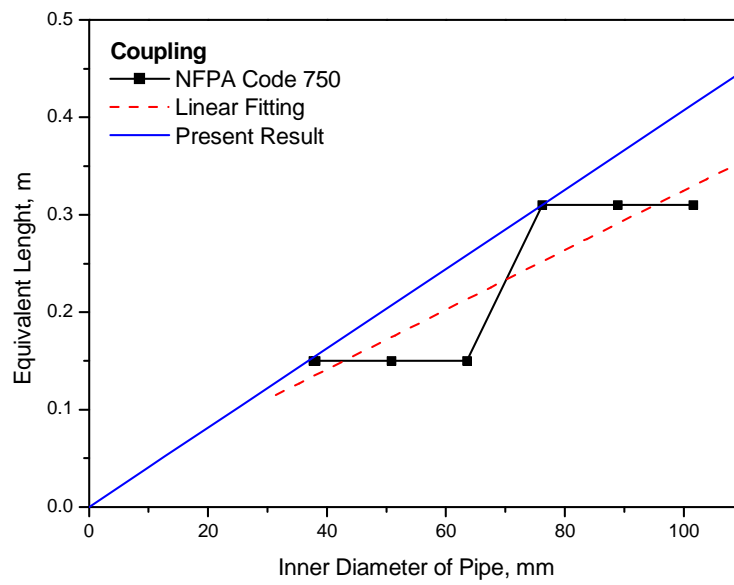


Tee - branch, $L_E = 0.063D$

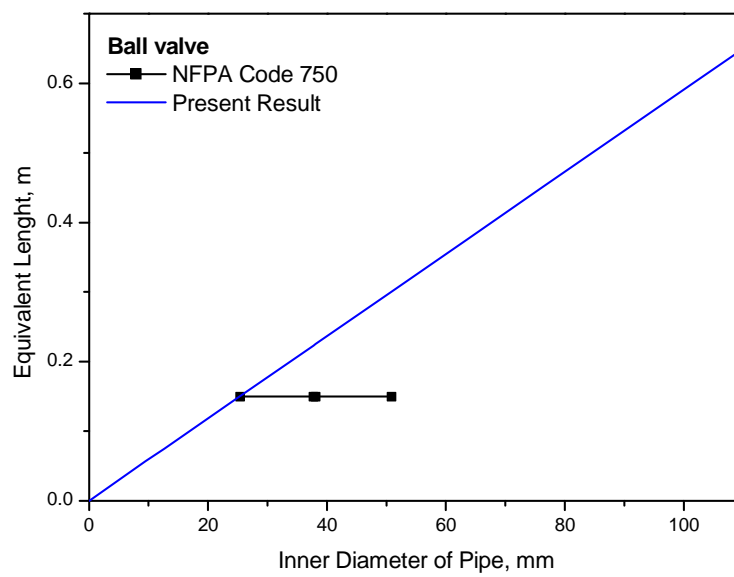


Tee - straight, $L_E = 0.0041D$

Fig. 2-8 Comparison of NFPA Code 750 Table 6-3.6.1 and the present results (continued)

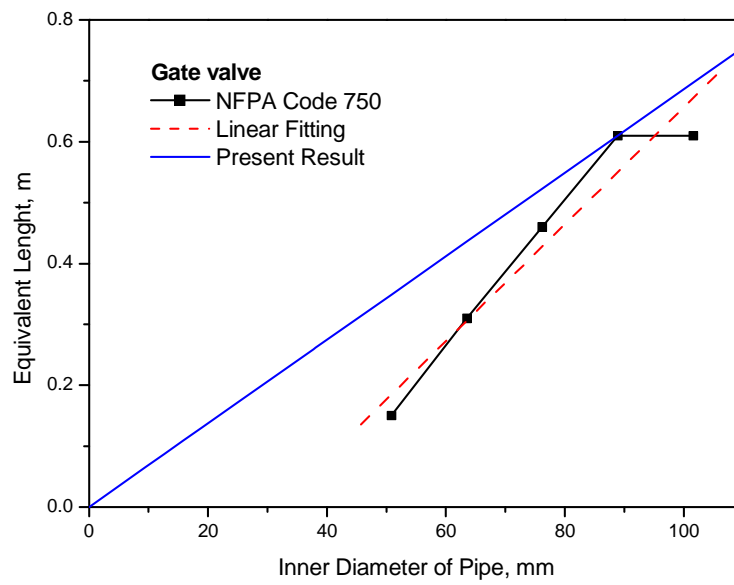


Coupling, $L_E = 0.0041D$

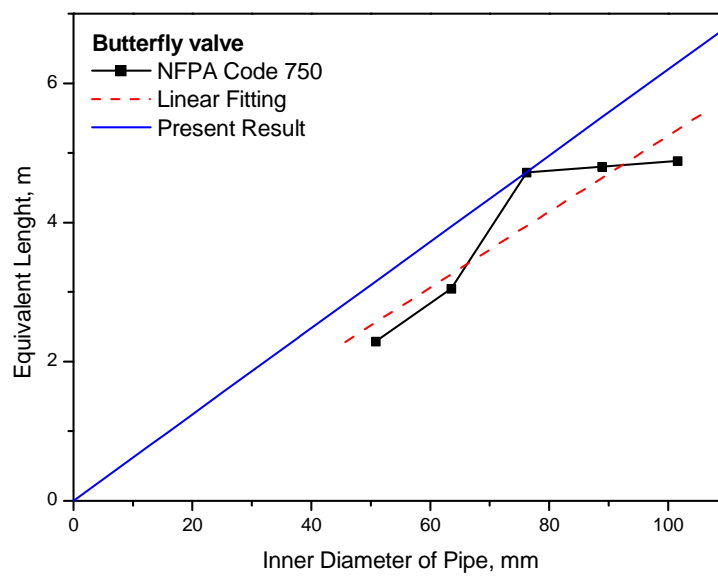


Ball Valve, $L_E = 0.006D$

Fig. 2-8 Comparison of NFPA Code 750 Table 6-3.6.1 and the present results (continued)



Gate Valve, $L_E = 0.0069D$



Butterfly Valve. $L_E = 0.062D$

Fig. 2-8 Comparison of NFPA Code 750 Table 6-3.6.1 and the present results (continued)

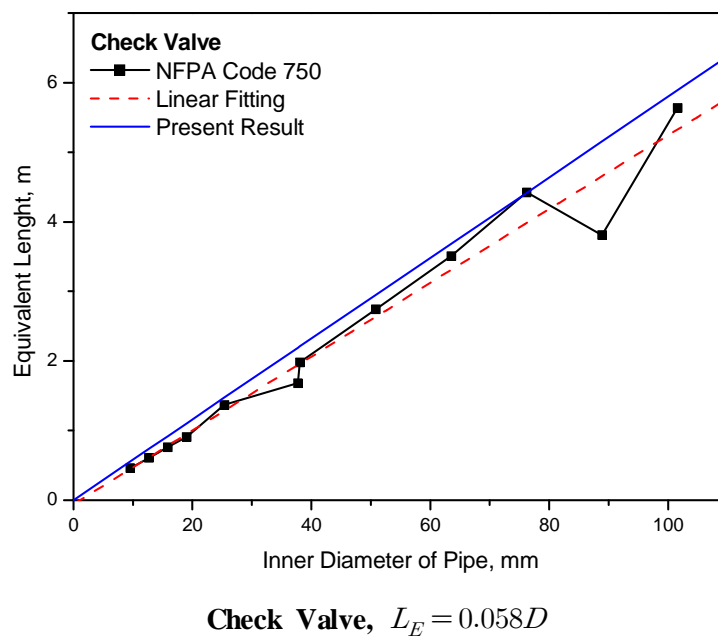


Fig. 2-8 Comparison of NFPA Code 750 Table 6-3.6.1 and the present results

Table 2-4 The proposed equivalent length of pipe fittings and valves used for water mist system

90° elbow or bend	$L_E = 0.0375D$
45° elbow or bend	$L_E = 0.015D$
Tee - branch	$L_E = 0.063D$
Tee - straight	$L_E = 0.0041D$
Coupling	$L_E = 0.0041D$
Ball Valve	$L_E = 0.006D$
Gate Valve	$L_E = 0.0069D$
Butterfly Valve	$L_E = 0.062D$
Check Valve	$L_E = 0.058D$

* L_E : equivalent length, m

D : inner diameter of pipe, mm

제 3 장 배관망해석

3.1 배관망해석의 개요

배관망해석이란 복잡하게 연결된 배관망 내의 각 지점에서의 유동상태를 해석하는 기술이다. 여기서 유동상태란 유동의 형태나 유동의 특성을 의미하는 것이 아니라, 배관장치를 유체가 유동하게 됨으로써 발생하는 특성치 즉, 유량, 압력 및 압력의 급격한 변화에 따른 워터해머링 등을 해석하는 기술이다.

배관망해석은 크게 정상상태 해석과 비정상상태 해석으로 구분할 수 있다. 정상상태 해석은 유량과 압력만을 해석하는 기술이고, 비정상상태 해석은 유량과 압력뿐만 아니라, 압력의 급격한 변화에 따른 충격파에 의한 워터해머링을 해석하는 기술이다.

워터미스트시스템에서 펌프가 기동되어 워터미스트노즐에 물이 처음으로 공급되는 시점에서는 약간의 워터해머링이 발생한다. 처음에 펌프가 기동되어 물을 공급하기 시작한 경우에 물이 워터미스트노즐까지 공급되는 동안에는 유동 에너지손실이 발생하는 것 이외에는 저항을 받지 않는다. 하지만 물이 워터미스트노즐에 도달하게 되면 매우 큰 공간(배관)을 유동하던 물이 워터미스트노즐의 매우 작은 오리피스를 통과하게 되므로 급작스런 저항이 발생하게 되며, 이 저항으로 인해 워터미스트시스템의 배관장치에 순간적으로 진동이 발생하는 등의 현상이 발생한다. 하지만 이러한 현상이 지속적이고 반복적으로 나타나는 것이 아니라 워터미스트노즐이 분사를 시작하는 시점에서 한번만 발생하고 그 충격이 매우 제한적이므로 특별히 고려하지는 않는다. 그리고 워터미스트시스

템에서 분사가 시작된 이후에 펌프가 정상적으로 작동한다면 유량과 압력이 변화하지 않기 때문에 정상상태 유동으로 간주할 수 있다. 따라서 워터미스트 시스템에 대한 배관망해석은 정상상태 해석에 대해서만 적용한다.

또한 배관망은 크게 개회로(Open Circuit) 배관망과 폐회로(Closed Circuit) 배관망으로 구분할 수 있다. 개회로 배관망에 대한 배관망해석 기법과 폐회로 배관망에 대한 배관망해석 기법은 차이가 있으며, 개회로 배관망에 대한 배관망해석 기법으로는 폐회로 배관망을 해석할 수 없기 때문에 통상적으로 배관망해석 기법은 폐회로 배관망에 배관망해석 기법을 지칭하는 것이다.

3.2 기본방정식

워터미스트시스템은 물을 소화제로 사용하는 소화설비이고, 워터미스트시스템은 평상시에는 사용하지 않지만, 화재가 발생한 경우에 소화수를 노즐을 통해 분출하여 화재를 진압한다. 물은 비압축성유체이고, 펌프를 통해 가압된 소화수가 노즐을 통해 일정한 압력으로 분사되므로 정상상태 유동으로 가정할 수 있다. 비압축성 유체의 정상상태 유동에 대한 배관망해석의 기본방정식은 연속방정식과 에너지 방정식으로 불리는 베르누이 방정식이다. 식(3-1)과 식(3-2)는 각각 정상상태 비압축성유체의 연속방정식과 베르누이 방정식이다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

$$\frac{\rho V_2^2}{2} + P_2 + Z_2 = \frac{\rho V_1^2}{2} + P_1 + Z_1 + M - \Delta P_{12} \quad (3-2)$$

식(3-1)과 식(3-2)의 물리적 의미는 질량보존과 에너지보존이다. 즉, 하나의 배관장치에 대해 펌프와 같은 유체기계로서 유입되는 유량과 배관장치에서 유출되는 유량이 동일하다는 것과 유체기계로부터 공급되는 에너지는 유체가 가지는 압력에너지, 속도에너지, 위치에너지 그리고 압력손실의 합과 동일하다는 의미이다. 그리고 식(3-1)으로부터 식(3-3)을 얻을 수 있다.

$$Q = AV \rightarrow V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3-2)$$

3.3 압력-유량 관계식

제2장에서 논의한 압력손실 산정식을 다른 이름으로 압력-유량관계식이라 부를 수 있다. 일정한 형태를 가지는 배관장치에서의 압력손실 ΔP 와 유량 Q 와의 관계를 일반화해서 표현한다면 식(3-4)와 같다.

$$\Delta P = RQ^m \quad (3-4)$$

여기서, R 은 관의 유동에너지 손실계수이고 상첨자 m 상수이다. 계수 R 과 m 은 압력손실을 산정하는 방법에 따라 정해지는 상수이다. 식(2-1)의 Darcy Equation을 식(3-4)에 적용하면 식(3-5)와 같다.

$$R = \frac{8f\rho L}{\pi^2 D^5}, \quad m = 2 \quad (3-5)$$

3.4 분지관에서 유량의 분배

폐회로 배관망과 개회로 배관망에 상관없이 배관망해석 기법의 가장 핵심적인 요소는 관에서의 유동에너지 손실 산정과 분기점(Junction)에서의 유량분배의 산정이다. 분기점에서의 유량 분배는 에너지 평형(Energy Balance)에 의해 결정되는데, 연결되어 있는 배관에서의 유동에너지 손실을 어떻게 산정하느냐에 따라 분기점에서의 유량분배가 영향을 받게 된다.

Fig. 3-1은 전형적인 형태의 분지관이다. Fig. 3-1에서 유량의 분배는 기본적으로 식(3-6)과 같은 연속방정식을 만족하여야 한다.

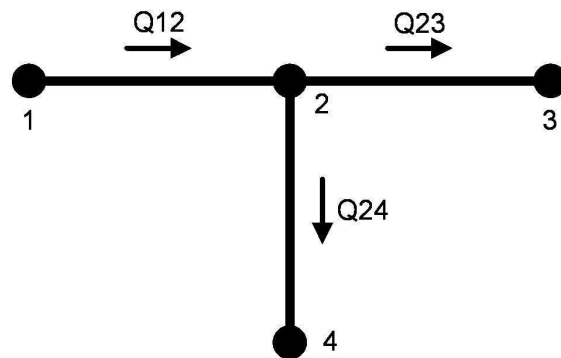


Fig. 3-1 Typical branched piping system

$$Q_{12} = Q_{23} + Q_{24} \quad (3-6)$$

그리고 압력은 등방성이므로, 배관이 분지되는 2번 지점에서의 압력은 동일하다는 것을 알 수 있으며, 이것은 식(3-7)과 같이 표현된다.

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{12} = P_3 + \Delta P_{23} = P_4 + \Delta P_{24} \quad (3-7)$$

Fig. 3-1이 동일한 높이(Elevation)와 각 지점에서의 밀도(ρ)가 동일하다고 가정하면, 식(3-7)에서 ΔP 를 식(3-4)을 이용하여 유량 Q 의 함수로 나타내면 식(3-8)과 같다.

$$P_1 - R_{12}Q_{12}^2 = P_2, \quad P_3 + R_{23}Q_{23}^2 = P_2, \quad P_4 + R_{24}Q_{24}^2 = P_2 \quad (3-8)$$

이렇게 해서 Fig. 3-1의 분지관과 같은 배관장치의 유량분배는 식(3-6), 식(3-7)과 식(3-8)을 해석하여 배관장치내의 유체의 물성치 즉, 압력과 유량을 해석해 낼 수 있는 것이다. 하지만, 식(3-6), 식(3-7)과 식(3-8)을 보면, 미지수는 각 배관에서의 유량 3개와 각 지점에서의 압력 4개이다. 미지수는 총 7개이지만, 방정식의 수는 5개이어서, 식(3-6), 식(3-7)과 식(3-8)로는 무한대의 해가 조합을 가지게 된다. 그러므로 Fig. 3-1에서 정확한 해를 구하기 위해서는 2개의 경계조건이 필요하다. 그리고 이 2개의 경계조건에는 반드시 하나씩의 유량과 압력이 포함되어야 한다. 물론, Fig. 3-1에서와 같이 간단한 배관장치 뿐만 아니라, 아주 복잡한 배관장치라 하더라도 Fig. 3-1과 같은 배관장치가 기본요소를 이루어 연결되는 것이므로, 식(3-6), 식(3-7) 및 식(3-8)과 같은 형태의 지배방정식을 가지게 되고, 복잡한 배관장치라 하더라도, 2개의 경계조건이 필요하다.

3.5 노우드방정식과 폐회로방정식

폐회로를 이루는 배관망을 해석하기 위해서는 배관망의 유동 특성을 나타내는 지배방정식을 알아야 한다. 배관망을 해석하기 위해서 알아야 할 폐회로의 유동특성은 아래의 두 가지로 정리된다.

- (1) 노우드방정식(Node Equation): 모든 노우드에서의 유량의 대수합은 0이다.
- (2) 폐회로방정식(Loop Equation): 모든 폐회로에서의 압력손실의 합은 0이다.

여기서, 노우는 배관망을 구분하기 위해서 사용되는 절점을 말한다. 통상적으로 노우는 배관망을 구성하는 각 구성품의 연결부를 노우드로 잡게된다. 예를 들어, P 개의 배관과 N 개의 노우드로 구성되는 배관망이 있다고 하자. 연속방정식은 식(3-9)와 같이 표현되게 되며 이를 노우드방정식이라 부른다.

$$\sum Q_{ij} + Q_i = 0, \text{ for any node } i \quad (3-9)$$

여기서, Q_{ij} 는 노우드 i 에서 노우드 j 로의 유량을 의미하고, Q_i 는 노우드 i 에 외부로부터 공급되는 유량을 의미한다. 통상적으로, 식(3-9)에서 노우드로 유입되는 유량은 양(+)의 값을 가진 것으로, 노우드로부터 유출되는 유량을 음(-)의 값을 가진 것으로 가정된다. 식(3-9)를 확장해서 배관망 전체에 대해서 생각해보면, P 개의 배관과 N 개의 노우드로 구성되

는 배관망은 $N-1$ 개의 연속방정식을 가지게 된다.



Fig. 3-2 Simple piping system

Fig. 3-2는 2개의 노우드를 가지는 배관망이다. Fig. 3-2에서 노우드방정식을 구해보면 식(3-10)과 같다.

$$Q + Q_{AB} = 0, \quad -Q - Q_{BA} = 0 \quad (3-10)$$

2개의 노우드에 대해 각각 노우드방정식이 구해지지만, 부호만 다를 뿐 하나의 노우드방정식이다. 그러므로 N 개의 노우드로 구성된 배관망은 $N-1$ 개의 노우드방정식을 가지는 것이다. 물론, 배관망이 복잡해지면 식(3-10)과 같이 명료하게 중복된다는 것을 확인하기가 어려워지는 경우가 있어, N 개의 노우드방정식이 존재하는 것처럼 이해 할 수 있지만, 본질적으로 $N-1$ 개의 노우드방정식만 존재하다는 것을 알아야 한다.

폐회로방정식의 일반적인 형태는 식(3-11)과 같이 표현된다. 여기서, ΔP_{ij} 는 노우드 i 와 j 로 구성되는 배관에서 발생하는 압력손실이고, 식(3-11)은 폐회로를 이루는 모든 배관에서의 압력손실을 합을 의미한다. 식(3-11)에서도 부호가 정해져야 하는데, 통상적으로 시계방향으로 흐르는 유동을 양(+)의 값으로, 반시계방향으로 흐르는 것을 음(-)의 값으로 가정한다.

$$\Sigma \Delta P_{ij} = 0, \text{ for each loop} \quad (3-11)$$

위의 식(3-9)와 식(3-11)은 배관망의 지배방정식이다. Fig. 3-3을 보면 노우드 A와 노우드 B가 있고, 노우드 A, B를 잇는 직선관을 중심으로 1-2, 2-3의 형태로 두 개의 폐회로가 형성되게 된다. 즉, 노우드 A로 유입된 유체는 1, 2, 3번의 배관을 통해 노우드 B로 이동하게 되는데, 각각의 배관에서의 마찰손실은 각각 다를 것이고, 이 마찰손실의 차는 각 배관을 유동하는 유량과 상관관계가 가지게 될 것이다. 하지만, 압력은 등방성의 성질을 가지므로, 노우드 B로 유입되는 각각의 배관에서의 압력이 노우드 B에서는 동일해 져야 한다는 것이다. 이러한 평형(balance)을 맞추기 위해서 2번 배관에는 좀 더 많은 유량이 흐르게 될 것이다.

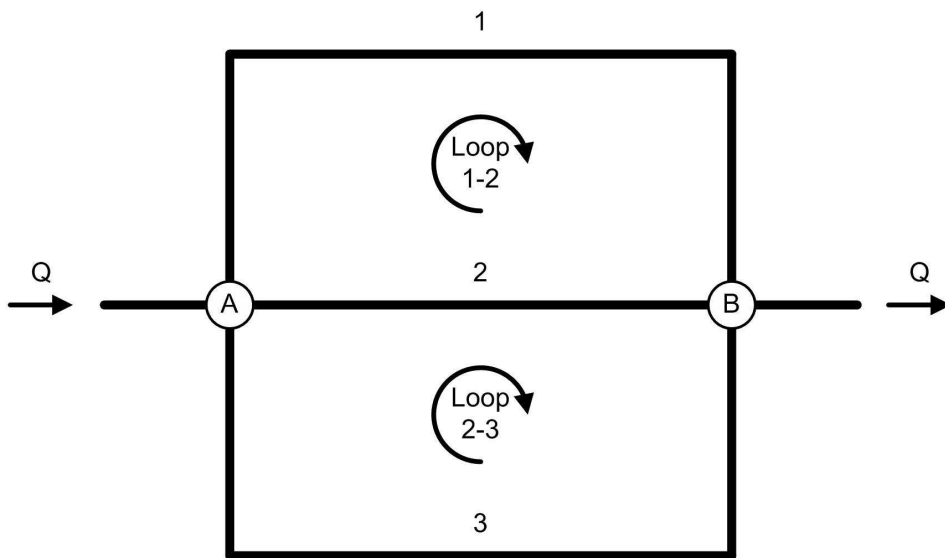


Fig. 3-3 Typical loop piping system

이것을 폐회로의 시각에서 바라보면, 1번 배관과 2번 배관으로 이뤄지는 폐회로에서는 1번 배관에서의 마찰손실을 양(+, 시계방향), 2번 배관손실에서의 마찰손실을 음(-, 반시계방향)으로 했을 때, B점에서의 압력을 동일하게 하려면, 1번 배관과 2번 배관에서의 마찰손실이 동일하여야 한다. 만약 1번 배관과 2번 배관의 직경이 동일하다면, 마찰손실은 유량에 비례하므로, 2번 배관에 더 많은 유량이 흘러야 하는 뜻이다. 이 현상은 복잡한 형태의 폐회로에 적용하여도 동일하게 나타나게 될 것이며 이것을 수학적으로 나타내게 되면, 식(3-11)과 같이 표현되는 것이다. 식(3-4)와 식(3-11)을 조합하여 식(3-12)를 얻을 수 있으며, 식(3-12)는 일반적인 폐회로방정식으로 사용된다.

$$\Delta P_{ij} = P_i - P_j = R_{ij} Q_{ij}^2 \quad (3-12)$$

Fig. 3-4는 10개의 배관과 8개의 노우드로 구성된 폐회로 배관망이다. Fig. 3-4에 대한 노우드방정식과 폐회로방정식은 Table 3-1과 Table 3-2와 같다.

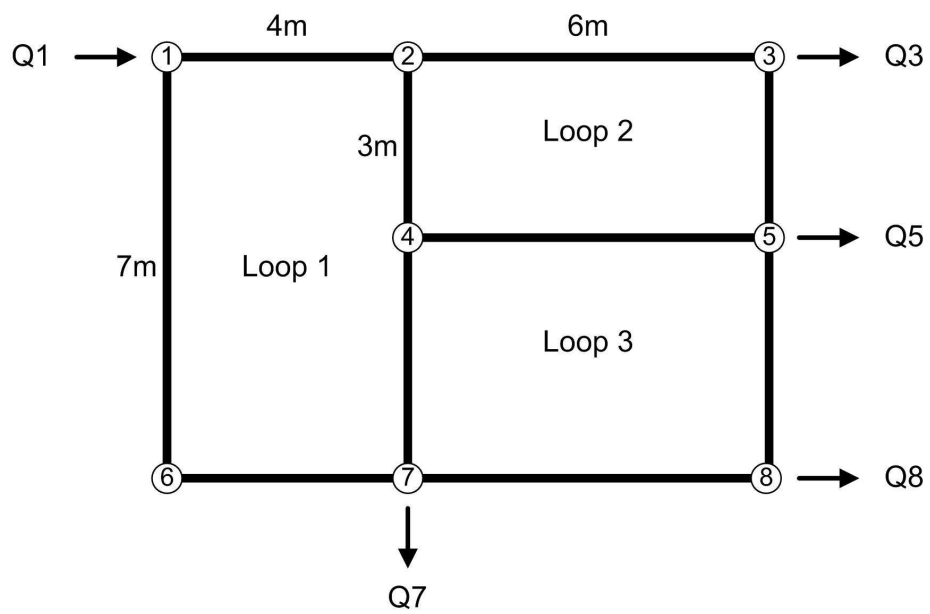


Fig. 3-4 Loop piping system

Table 3-1 Node equation for Fig. 3-4

	Node	Equation
Node Equation	1	$Q_1 + Q_{12} + Q_{16} = 0$
	2	$Q_{21} + Q_{23} + Q_{24} = 0$
	3	$-Q_3 + Q_{35} + Q_{32} = 0$
	4	$Q_{42} + Q_{45} + Q_{47} = 0$
	5	$-Q_5 + Q_{58} + Q_{54} + Q_{53} = 0$
	6	$Q_{67} + Q_{61} = 0$
	7	$-Q_7 + Q_{76} + Q_{74} + Q_{78} = 0$

Table 3-2 Loop equation for Fig. 3-4

	Loop	Equation
Loop Equation	1	$\Delta P_{12} + \Delta P_{24} + \Delta P_{47} + \Delta P_{76} + \Delta P_{61} = 0$
	2	$\Delta P_{23} + \Delta P_{35} + \Delta P_{54} + \Delta P_{42} = 0$
	3	$\Delta P_{45} + \Delta P_{58} + \Delta P_{87} + \Delta P_{74} = 0$

3.6 배관망해석 해법

P 개의 배관과 N 개의 노우드로 구성되는 배관망은 유량(Q)으로 구성되는 $N-1$ 개의 노우드방정식과 $P-N+1$ 개의 폐회로방정식을 가지게 된다. 이 노우드방정식과 폐회로방정식을 통틀어서 배관망 방정식이라고 부르며, 궁극적으로 배관망해석이란 배관망 방정식을 해석하는 것을 말한다.

식(3-9)와 식(3-12)를 고려해볼 때, 배관망 방정식은 유량에 대한 방정식 또는 압력에 대한 방정식으로 표현할 수 있다. 배관망 방정식을 압력에 대한 방정식으로 표현하면, $N-1$ 개의 비선형 연립방정식과 $P-N+1$ 개의 선형 연립방정식이 되게 된다. 하지만, 배관망 방정식을 유량에 대한 방정식으로 표현하게 되면, $N-1$ 개의 선형 연립방정식과 $P-N+1$ 개의 비선형 연립방정식을 가지게 된다.

배관망의 특성을 생각했을 때, 배관망 방정식을 유량에 관한 방정식으로 표현하는 것이 훨씬 적은 숫자의 비선형 연립방정식을 가지게 된다. 상식적인 이야기이지만, 수계산과 Computer를 이용한 계산 모두에서 선형방정식이 비선형방정식에 비해 계산이 훨씬 쉽다. 그러므로 대부분의 배관망해석 해법들은 유량으로 표현되는 배관망방정식을 사용한다.

또한 배관망방정식은 연립방정식의 형태이므로 연립방정식 해법으로 해석한다. 일반적으로 행렬로 불리는 연립방정식의 해법은 크게 직접법과 반복법 두 가지로 나뉜다. 직접법은 Gauss Elimination, Gauss Jordan Method를 비롯해

해석하고자 하는 행렬의 형태에 따라 여러 가지 방법들이 개발되어 있다. 하지만, 직접법은 계산시간이 짧은 장점을 가지는 대신에 오차를 줄이기 위해 Pivoting을 해주지만, Pivoting을 해주더라도 오차를 줄일 수 있는 기회가 한번의 Pivoting 밖에 없기 때문에 계속해서 오차를 줄여나가는 반복법에 비해 정확도에서 단점을 가지게 된다. Gauss-Seidel Method와 같은 반복법은 계산속도를 줄여주는 SOR(Successive Over Relaxation)과 SUR(Successive Under Relaxation) 등의 방법을 사용한다 하더라도 계산시간이 많이 필요하지만, 계산상의 오차를 줄일 수 있다는 장점이 있다. 수계산으로 행렬을 해석하거나 Computer의 성능이 떨어지던 시절에는 특별하게 정밀도가 요구되지 않는 계산에서는 직접법을 사용하였지만, Computer의 성능이 많이 발전한 현대에서는 거의 대부분의 행렬을 반복법으로 해석하고 있다. 물론, 아직도 복잡한 구조물의 구조해석과 같이 아주 용량이 큰 계산을 수행할 때에는 직접법을 사용하기도 한다.

이러한 이유로 해서, 배관망해석에서는 초기값에서 출발하여 반복적으로 각 항의 값을 수정해 나가서 각 항의 값이 정해와 허용오차를 가질 때까지 계산해 나가는 반복법의 형태를 가지게 된다. 본 연구에서는 기존에 제시된 반복법을 사용하는 세 가지 배관망해석 방법에 대해 고찰하였다.

- (1) Loop by Loop Flow Correction(Hardy Cross Method)
- (2) Simultaneous Loop Flow Correction(Newton-Raphson Method)
- (3) Linearization of the Network Loop Equation(Linear Method)

3.7 배관망해석 방법의 종류

3.7.1 Hardy-Cross법(Loop by Loop Flow Correction)

Hardy Cross법(Cross, Hardy, Analysis of flow in networks of pipe conduits or conductors, Univ. of Illinois Bull., 286, 1936)은 처음으로 제안된 반복법을 이용한 배관망해석 기법으로 인정되고 있다.[19],[20] Hardy Cross법의 계산절차를 정리하면 아래와 같다.

- (1) 노우드방정식에 적합하도록 배관망내의 유량분배를 가정한다.
- (2) 각각의 배관에 대해 마찰손실 ΔP_{ij} 를 계산한다.
- (3) 폐회로에 대해 마찰손실의 합을 구한다. 즉 폐회로방정식을 계산한다.
- (4) 비선형 방정식의 해법을 이용하여 폐회로방정식을 만족시키기 위해 필요한 보정유량 ΔQ 를 구한다.
- (5) 보정유량 ΔQ 를 폐회로를 이루는 배관 각각의 유량에 더한다.
- (6) 모든 폐회로에 대한 계산이 완료될 때까지 (2)~(5)를 반복한다.
- (7) 보정유량 ΔQ 가 허용오차 이하가 될 때까지 (2)~(6)을 반복한다.

Fig. 3-4에 대한 폐회로방정식을 식(3-12)를 이용하여 표현하면, 식(3-13)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} H_1 &= \Delta P_{12} + \Delta P_{24} + \Delta P_{47} + \Delta P_{76} + \Delta P_{61} \\ &= R_{12}Q_{12}^2 + R_{24}Q_{24}^2 + R_{47}Q_{47}^2 + R_{76}Q_{76}^2 + R_{61}Q_{61}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
H_1 &= \Delta P_{23} + \Delta P_{35} + \Delta P_{54} + \Delta P_{42} \\
&= R_{23}Q_{23}^2 + R_{35}Q_{35}^2 + R_{54}Q_{54}^2 + R_{42}Q_{42}^2 \\
H_1 &= \Delta P_{45} + \Delta P_{58} + \Delta P_{87} + \Delta P_{74} \\
&= R_{45}Q_{45}^2 + R_{58}Q_{58}^2 + R_{87}Q_{87}^2 + R_{74}Q_{74}^2
\end{aligned} \tag{3-13}$$

식(3-13)은 유량, Q 에 대한 비선형 방정식이다. 폐회로방정식을 만족하기 위해서는 H_1 , H_2 , H_3 가 0이 되거나 각각의 절대값이 허용오차 이하가 되어야 한다는 것이다.

비선형 방정식을 해석하는 방법에는 여러 가지가 있지만, 일반적으로 계산시간, 수렴성 및 초기값 문제 등을 고려해서 Newton-Raphson Method를 많이 사용하고 있으며, Newton-Raphson Method으로 계산하기 힘든 문제에 대해서는 Bisection Method를 흔히 사용하고 있다. 식(3-13)에 표현된 식들은 단조 증가 또는 단조 감소하는 형태이므로, 대부분 Newton-Raphson Method를 사용하고 있다. Newton-Raphson Method로 보정유량 ΔQ 를 계산하게 되면, 식(3-14)와 같이 된다.

$$\begin{aligned}
x^{k+1} &= x^k - \frac{f(x^k)}{f'(x^k)} \rightarrow x^{k+1} - x^k = \Delta Q, \quad f(x^k) = H^k = \Sigma R^k(Q^k)^2, \\
f'(x^k) &= (\Sigma R^k(Q^k)^2)' = \Sigma 2R^k Q^k \\
\Delta Q &= -\frac{\Sigma R^k(Q^k)^2}{\Sigma 2R^k Q^k} = -\frac{\Sigma R^k Q^k |Q^k|}{\Sigma 2R^k Q^k}
\end{aligned} \tag{3-14}$$

식(3-14)에서 ΣQ 는 폐회로를 구성하는 배관에서의 유량의 합이며, 상첨자 k 는 계산횟수(Iteration Number)를 의미한다. 또한 ΔQ 를 계산하는

과정에서 ΣQ 를 절대값으로 취하는 이유는 폐회로방정식에서 가정된 부호(시계방향 +, 반시계방향 -)를 고려해 주기 위함이다.

Fig. 3-5는 10개의 배관과 8개의 노우드를 가지고 있고, 7개의 노우드방정식과 3개의 폐회로방정식을 가지고 있다. 그리고 노우드 1에서의 유량과 압력이 지정되어 있고, 3, 5, 7, 8번 노우드에서의 유량이 지정되어 있다. 노우드방정식과 폐회로방정식은 각각 Table 3-1과 Table 3-2와 같다.

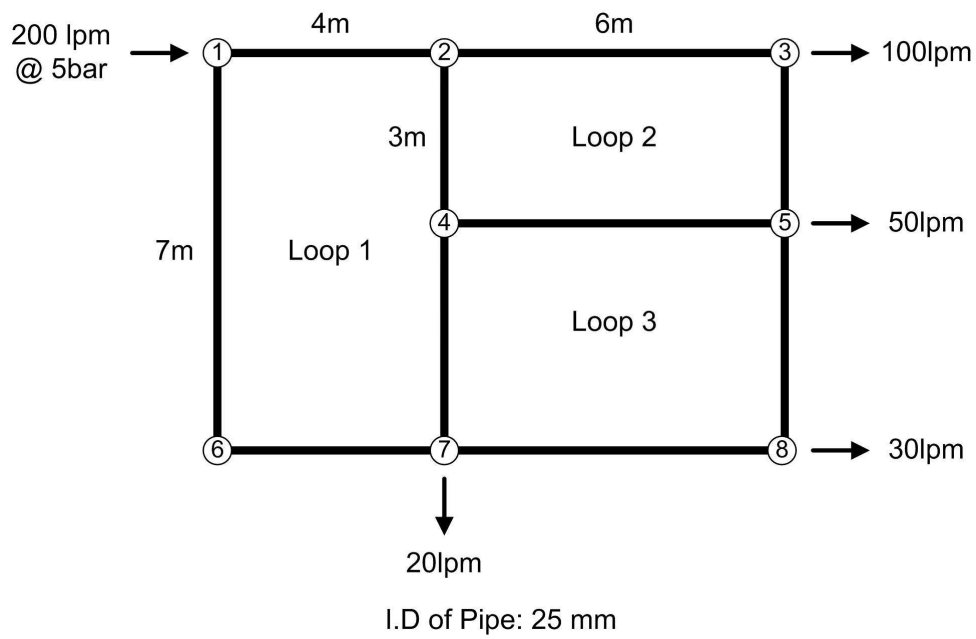


Fig. 3-5 Sample loop piping system for calculation

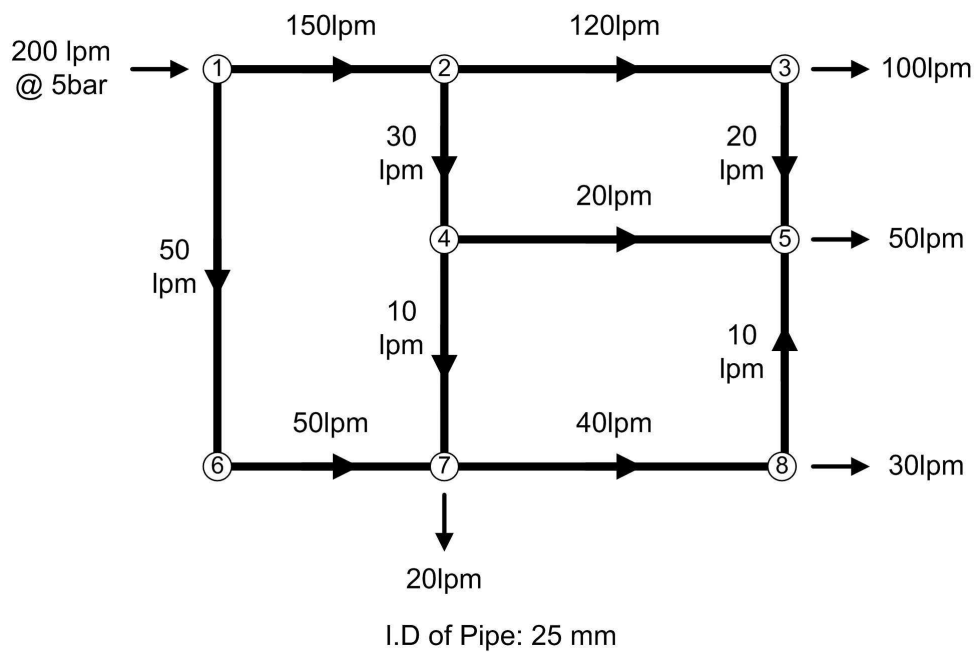


Fig. 3-6 Initial guess for Hardy-Cross method

Fig. 3-6은 Fig. 3-5를 Hardy-Cross법으로 해석하기 위해 초기유량 분배를 가정한 것이다. Fig. 3-6의 초기 추정유량과 Table 3-1과 Table 3-2의 노우드 방정식과 폐회로방정식을 이용하여 배관망해석을 수행할 수 있으며, 계산결과는 Table 3-3 및 Table 3-4와 같다.

Table 3-3에서 알 수 있듯이 폐회로 1, 폐회로 2 및 폐회로 3을 차례대로 계산하고, 각 폐회로에서 계산된 ΔQ 를 해당 폐회로의 유량에 더해주고, 다른 폐회로와 공통으로 사용되는 배관의 유량은 다른 폐회로에서 계산된 값을 사용해서 해당 폐회로의 ΔQ 를 계산한다. 이러한 계산과정을 통해 각 폐회로에서의 H 가 0이 될 때 까지 계산을 계속하게 된다. Table 3-4는 Fig. 3-5 및 Fig. 3-6으로 주어진 폐회로 배관망을 Hardy-Cross법으로 계산한 결과를 요약한 것이며, Table 3-5는 H 가 허용오차 이하로 수렴했을 때의 계산결과이다.

Table 3-3 Calculated results by Hardy-Cross method - 1st iteration

Node		Q (lpm)	f	L (m)	D (mm)	R	RQ ²	2RQ	ΔQ
Iter.: 1, Loop 1									
1	2	150.00	0.049	4	25	1.622E+10	101371.17	81096932.55	
2	4	30.00	0.050	3	25	1.237E+10	3093.41	12373631.79	
4	7	10.00	0.052	4	25	1.716E+10	476.56	5718708.44	
7	6	-50.00	0.049	4	25	1.636E+10	-11361.12	27266690.73	
6	1	-50.00	0.049	7	25	2.863E+10	-19881.96	47716708.77	
							73698.05	174172672.28	-25.39
2	3	120.00	0.049	6	25	2.436E+10	97422.63	97422627.39	
3	5	20.00	0.050	3	25	1.250E+10	1388.97	8333801.49	
5	4	-20.00	0.050	6	25	2.500E+10	-2777.93	16667602.98	
4	2	-30.00	0.050	3	25	1.237E+10	-3093.41	12373631.79	
							92940.25	134797663.65	
4	5	20.00	0.050	6	25	2.500E+10	2777.93	16667602.98	
5	8	-10.00	0.052	4	25	1.716E+10	-476.56	5718708.44	
8	7	-40.00	0.049	6	25	2.462E+10	-10941.40	32824213.68	
7	4	-10.00	0.052	4	25	1.716E+10	-476.56	5718708.44	
							-9116.59	60929233.54	
Iter.: 1, Loop 2									
1	2	124.61	0.049	4	25	1.623E+10	70022.68	67431035.55	
2	4	4.61	0.055	3	25	1.365E+10	80.67	2098858.79	
4	7	-15.39	0.051	4	25	1.682E+10	-1106.13	8625965.42	
7	6	-75.39	0.049	4	25	1.629E+10	-25716.00	40933868.95	
6	1	-75.39	0.049	7	25	2.851E+10	-45002.99	71634270.66	
							-1721.78	190723999.35	
2	3	120.00	0.049	6	25	2.436E+10	97422.63	97422627.39	
3	5	20.00	0.050	3	25	1.250E+10	1388.97	8333801.49	

Node		Q (lpm)	f	L (m)	D (mm)	R	RQ ²	2RQ	ΔQ
5	4	-20.00	0.050	6	25	2.500E+10	-2777.93	16667602.98	
4	2	-4.61	0.055	3	25	1.365E+10	-80.67	2098858.79	
							95952.99	124522890.65	-46.23
4	5	20.00	0.050	6	25	2.500E+10	2777.93	16667602.98	
5	8	-10.00	0.052	4	25	1.716E+10	-476.56	5718708.44	
8	7	-40.00	0.049	6	25	2.462E+10	-10941.40	32824213.68	
7	4	15.39	0.051	4	25	1.682E+10	1106.13	8625965.42	
							-7533.90	63836490.52	
Iter.: 1, Loop 3									
1	2	124.61	0.049	4	25	1.623E+10	70022.68	67431035.55	
2	4	50.85	0.049	3	25	1.227E+10	8809.74	20791601.46	
4	7	-15.39	0.051	4	25	1.682E+10	-1106.13	8625965.42	
7	6	-75.39	0.049	4	25	1.629E+10	-25716.00	40933868.95	
6	1	-75.39	0.049	7	25	2.851E+10	-45002.99	71634270.66	
							7007.30	209416742.02	
2	3	73.77	0.049	6	25	2.444E+10	36939.12	60091221.93	
3	5	-26.23	0.050	3	25	1.241E+10	-2372.51	10852432.03	
5	4	-66.23	0.049	6	25	2.446E+10	-29810.30	54009135.39	
4	2	-50.85	0.049	3	25	1.227E+10	-8809.74	20791601.46	
							-4053.44	145744390.80	
4	5	66.23	0.049	6	25	2.446E+10	29810.30	54009135.39	
5	8	-10.00	0.052	4	25	1.716E+10	-476.56	5718708.44	
8	7	-40.00	0.049	6	25	2.462E+10	-10941.40	32824213.68	
7	4	15.39	0.051	4	25	1.682E+10	1106.13	8625965.42	
							19498.47	101178022.93	-11.56
Iter.: 1, Final									
1	2	124.61	0.049	4	25	1.623E+10	70022.68	67431035.55	

Node		Q (lpm)	f	L (m)	D (mm)	R	RQ ²	2RQ	ΔQ
2	4	50.85	0.049	3	25	1.227E+10	8809.74	20791601.46	
4	7	-3.83	0.056	4	25	1.857E+10	-75.49	2368331.64	
7	6	-75.39	0.049	4	25	1.629E+10	-25716.00	40933868.95	
6	1	-75.39	0.049	7	25	2.851E+10	-45002.99	71634270.66	
							8037.94	203159108.25	
2	3	73.77	0.049	6	25	2.444E+10	36939.12	60091221.93	
3	5	-26.23	0.050	3	25	1.241E+10	-2372.51	10852432.03	
5	4	-54.67	0.049	6	25	2.451E+10	-20352.24	44672067.54	
4	2	-50.85	0.049	3	25	1.227E+10	-8809.74	20791601.46	
							5404.63	136407322.96	
4	5	54.67	0.049	6	25	2.451E+10	20352.24	44672067.54	
5	8	-21.56	0.050	4	25	1.663E+10	-2147.98	11953779.32	
8	7	-51.56	0.049	6	25	2.453E+10	-18116.66	42162119.42	
7	4	3.83	0.056	4	25	1.857E+10	75.49	2368331.64	
							163.08	101156297.93	

Table 3-4 Summary of calculated results by Hardy-Cross method

Node		Q (lpm)	Q (lpm)	H (Pa)	Q (lpm)	H (Pa)	Q (lpm)	H (Pa)	Q (lpm)	H (Pa)
		Initial	Iter.=1		Iter.=2		Iter.=5		Iter.=13	
1	2	150.00	124.61	8.04E+03	122.24	9.85E+02	121.89	6.09E+00	121.89	6.92E-06
2	4	30.00	50.85		51.22		51.47		51.47	
4	7	10.00	-3.83		-4.85		-4.91		-4.91	
7	6	-50.00	-75.39		-77.76		-78.11		-78.11	
6	1	-50.00	-75.39		-77.76		-78.11		-78.11	
2	3	120.00	73.77	5.40E+03	71.02	1.02E+03	70.42	5.97E+00	70.42	6.79E-06
3	5	20.00	-26.23		-28.98		-29.58		-29.58	
5	4	-20.00	-54.67		-56.07		-56.38		-56.38	
4	2	-30.00	-50.85		-51.22		-51.47		-51.47	
4	5	20.00	54.67	1.63E+02	56.07	1.90E+01	56.38	1.05E-01	56.38	1.20E-07
5	8	-10.00	-21.56		-22.92		-23.20		-23.20	
8	7	-40.00	-51.56		-52.92		-53.20		-53.20	
7	4	-10.00	3.83		4.85		4.91		4.91	

Table 3-5 Calculated results by Hardy-Cross method at 13th iteration

Node		Q (lpm)	f	L (m)	D (mm)	RQ^2 (Pa)	P_i (bar)	P_o (bar)
1	2	121.89	0.049	4	25	66999.76	5.00	4.33
2	4	51.47	0.049	3	25	9025.78	4.33	4.24
4	7	-4.91	0.054	4	25	-121.32	4.24	4.24
7	6	-78.11	0.049	4	25	-27601.54	4.24	4.52
6	1	-78.11	0.049	7	25	-48302.69	4.52	5.00
						6.92E-06		
2	3	70.42	0.049	6	25	33674.07	4.33	3.99
3	5	-29.58	0.050	3	25	-3009.11	3.99	4.02
5	4	-56.38	0.049	6	25	-21639.17	4.02	4.24
4	2	-51.47	0.049	3	25	-9025.78	4.24	4.33
						6.79E-06		
4	5	56.38	0.049	6	25	21639.17	4.24	4.02
5	8	-23.20	0.050	4	25	-2481.79	4.02	4.05
8	7	-53.20	0.049	6	25	-19278.70	4.05	4.24
7	4	4.91	0.054	4	25	121.32	4.24	4.24
						1.20E-07		

Table 3-5에서 P_i 와 P_o 는 각각 입구 노우드와 출구 노우드에서의 압력을 나타낸 것이며, 수렴조건은 각 폐회로에 대한 H 가 10^{-5} 이하가 되는 것을 수렴조건으로 하여 13번째 반복계산에서 수렴조건을 만족하였다.

3.7.2 Simultaneous loop flow correction(Newton-Raphson Method)법

Hardy-Cross법은 Loop의 보정유량 ΔQ 를 계산하고 서로 다른 Loop에 공통으로 소속되어 있는 배관의 유량을 통해 Loop간의 상관관계를 보정해 나가는 방법을 사용한다. Fig. 3-5에서와 같이 Loop 1, Loop 2 및 Loop 3로 이뤄진 배관망을 Hardy-Cross법을 이용하여 해석하는 경우에, Loop 1, Loop 2 및 Loop 3의 순서로 계산이 이뤄진다면, Loop 2와 Loop 3에 공통으로 속해있는 4-5 배관에 대해 Loop 3에서 계산된 결과가 Loop 2에 대한 계산이 수행될 때까지 보정유량 해석에 전혀 영향을 미치지 못한다.

배관망은 하나의 시스템을 이루고 있기 때문에 배관망을 이루고 있는 하나의 배관에서의 유량이 변동되게 되면 배관망을 이루는 전체 배관에서의 유량에 대해 영향을 미치게 된다. 즉, 한 Loop에서 계산된 보정유량 ΔQ 는 Loop 방정식과 노우드방정식을 통해 배관망 전체에 영향을 미치고 이를 고려하여 계산하여야 한다. 하지만, Hardy-Cross법에서는 그 영향을 Loop 내의 배관에만 영향을 미치는 것으로 계산을 하고, 다른 Loop와의 관계는 다른 Loop 공유되는 배관의 유량으로서 산정하게 되므로, 수렴속도가 매우 느려지게 된다.

Hardy-Cross법의 이러한 단점을 보완하기 위해 Newton-Raphson Method에 의한 비선형 연립방정식의 해법을 배관망해석에 적용한 방법이 제시되었다.[21][22] 이 방법은 보정유량을 이용해 Loop 간에 공통적으로 포함되는 파이프에 의한 Loop간의 내부적인 영향을 고려해 줄 수 있다. 이 방법 또한 Hardy-Cross법에서와 같이 노우드방정식에 만족하도록 초기 유량의 분포를 가정해 준다. 그리고 Newton-Raphson Method에 의해 Loop 방정식이 0이 되도록 연속적으로 보정해 나가게 된다.

Newton-Raphson Method에 의한 비선형 연립방정식의 해법은 어느 한 변수에 영향을 미치는 각각 인자에 대한 영향을 같이 고려해 주는 것으로서, Newton-Raphson Method에 의한 비선형 연립방정식의 해법을 이용하기 위한 일반화된 Loop 방정식을 N 개의 Loop로 이뤄진 폐회로 배관망에서의 I 번째 Loop에 대해 정리하면 식(3-16)과 같이 표현할 수 있다.

$$-H_I = \sum_{i=1}^N \frac{\partial H_i}{\partial \Sigma Q_i} \quad (3-16)$$

식(3-16)의 Loop 방정식을 Fig. 3-5로 주어진 폐회로 배관망에 대해 적용하여 정리하면, 식(3-17)과 같고, 행렬로 나타내면 식(3-18)과 같다.

$$\begin{aligned} -H_1 &= \frac{\partial H_1}{\partial \Sigma Q_1} \Delta Q_1 + \frac{\partial H_1}{\partial \Sigma Q_2} \Delta Q_2 + \frac{\partial H_1}{\partial \Sigma Q_3} \Delta Q_3 \\ -H_2 &= \frac{\partial H_2}{\partial \Sigma Q_1} \Delta Q_1 + \frac{\partial H_2}{\partial \Sigma Q_2} \Delta Q_2 + \frac{\partial H_2}{\partial \Sigma Q_3} \Delta Q_3 \end{aligned}$$

$$-H_3 = \frac{\partial H_3}{\partial \Sigma Q_1} \Delta Q_1 + \frac{\partial H_3}{\partial \Sigma Q_2} \Delta Q_2 + \frac{\partial H_3}{\partial \Sigma Q_3} \Delta Q_3 \quad (3-17)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial H_1}{\partial \Sigma Q_1} & \frac{\partial H_1}{\partial \Sigma Q_2} & \frac{\partial H_1}{\partial \Sigma Q_3} \\ \frac{\partial H_2}{\partial \Sigma Q_1} & \frac{\partial H_2}{\partial \Sigma Q_2} & \frac{\partial H_2}{\partial \Sigma Q_3} \\ \frac{\partial H_3}{\partial \Sigma Q_1} & \frac{\partial H_3}{\partial \Sigma Q_2} & \frac{\partial H_3}{\partial \Sigma Q_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta Q_1 \\ \Delta Q_2 \\ \Delta Q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -H_1 \\ -H_2 \\ -H_3 \end{bmatrix} \quad (3-18)$$

식(3-18)의 행렬을 보정유량에 대해 Loop 방정식을 만족하도록 해석하면 Fig. 3-5로 주어진 배관망을 해석할 수 있다. 그리고 식(3-18)은 3×3 행렬이고, 이는 Loop가 3개이기 때문이다. 즉, L 개의 Loop를 가지는 배관망은 $L \times L$ 의 행렬을 가지게 되는 것이다. 그리고 식(3-18)에서 주의해야 할 사항은 공통적으로 포함되는 배관이 없는 Loop에 대한 편미분 값은 0이 된다는 것이다. 식(3-17)과 식(3-18)에서 알 수 있듯이 한 Loop에 대해 미소량이 독립적으로 변화하였을 때의 Loop 방정식의 변화와 그 Loop와 배관을 공통으로 사용하는 Loop에서의 변화를 고려하는 것이므로, 계산하는 Loop와 공통배관을 가지지 않는 Loop에 대한 편미분 값은 0이 되는 것이다.

3.7.3 Linearization of the Network Loop Equation(Linearization Method)법

Linearization Method는 행렬의 반복 수치해법 중의 하나인 SOR(Successive Over Relaxation)과 SUR(Successive Under Relaxation) Method와 유사한 개념을 가지는 배관망해석 방법이다. 앞에서 살펴본 Simultaneous Loop Flow

Correction의 식(3-18)은 행렬이므로 직접법 또는 반복법을 이용하여 해석하여야 한다. 직접법은 한 번의 계산으로 행렬의 해를 구하므로 계산속도는 매우 빠르지만 연산과정에서 발생하는 오차를 수정할 수 있는 방법이 Pivoting 외에는 없기 때문에 계산의 정확도가 떨어진다. 또한 반복법의 경우에는 연산과정에서 발생하는 오차를 계속적으로 줄여나가기 때문에 계산의 정확도는 매우 뛰어나지만, 계산속도가 느리다는 단점이 있다. 하지만 최근 컴퓨터 기술의 발달로 인해 계산속도에 대한 제한이 줄어들어 거의 대부분의 행렬 계산에 반복법을 사용하고 있다.

행렬의 반복해법 가운데 가장 널리 가장 널리 사용되는 것이 Gauss-Seidel Method이며, SOR과 SUR은 Gauss-Seidel Method의 수렴속도를 높이기 위해 사용되는 수치해석 방법이다. Gauss-Seidel Method는 행렬을 반복적으로 계산하면서 해의 추정치를 추정해 나가는 방법을 사용하는데, k 번째 계산에서 어느 한 변수의 추정값은 $k-1$ 번째 계산에서 얻어진 다른 변수들의 추정값을 근거로 추정하게 된다. 이때 가중치(Relaxation Factor)를 이용하여 추정치가 정해에 좀 더 가깝도록 추정해 나가는 방법이다.

Wood and Charles^[23]가 제안한 Linearization Method는 식(3-4)과 식(3-5)의 압력-유량 관계식이 비선형 방정식이라는 점을 이용한 것이다. 식(3-4)와 식(3-5)의 압력-유량 관계식은 식(3-19) 및 식(3-20)과 같다.

$$\Delta P = RQ^m \quad (3-19)$$

$$R = \frac{8f\rho L}{\pi^2 D^5}, \quad m = 2 \quad (3-20)$$

Linearization Method는 식(3-19)와 식(3-20)을 변형하여 식(3-21) 및 식(3-22)와 같은 선형방정식으로 치환하여 사용한다.

$$\Delta P = RQ^m \rightarrow RQ_{k-1}^{m-1}Q_k = R_k^*Q_k \quad (3-21)$$

$$R^* = \frac{8f\rho LQ_{k-1}^{m-1}}{\pi^2 D^5}, \quad m=2 \quad (3-22)$$

식(3-21)과 식(3-22)에서 하첨자 k 는 반복계산횟수를 의미한다. 식(3-21) 및 식(3-22)에서 알 수 있듯이 각 배관에서의 압력손실이 유량에 대한 선형방정식으로 나타나고, R^* 를 계산하는 과정에서 이전 계산에서 계산된 유량을 고려해 주게 된다. Wood and Charles는 이전 계산 과정의 유량을 고려해 줄 수 있으므로, 기존의 Hardy-Cross법 보다 훨씬 빠른 수렴속도를 가진다고 주장하였다. Linearization Method를 적용한 일반적인 Loop 방정식은 식(3-23)과 같다.

$$\Delta P_{ij} = P_i - P_j = R_{ij}^*Q_{ij} \quad (3-23)$$

3.8 SIS(Section Iterative Scheme)

3.7에서 검토한 세 가지 배관망해석방법을 수계소화설비의 배관망해석에 적용하기에는 한 가지 문제점이 있다. 3.7에서 검토한 세 가지 방법 모두 배관망을 해석하기 위한 경계조건으로 모든 입·출구부의 유량이 주어져야 한다는 것이다. 물론 노즐의 분출계수 K 를 이용하여 출구부에서의 유량을 압력의 함수로 규정할 수 있지만, 노우드방정식과 Loop 방정식이 모두 유량의 함수로 규정되어 있고, 각 노우드에서의 압력은 Loop 방정식을 해석하여 얻은 각 배관에서의 유량으로부터 계산되므로, 출구부에서의 유량을 압력의 함수로 도입하게 되면, 보정유량을 통해 유량을 보정해 나가는 방법으로는 노우드방정식을 만족시킬 수 없기 때문이다.

이러한 문제점으로 인해 3.7에서 검토한 세 가지 배관망해석방법으로는 수계소화설비에 대한 배관망해석을 수행할 수 없다. 수계소화설비에 대해 배관망해석을 실시하는 목적은 현재 선정된 펌프의 용량과 배관의 크기가 수계소화설비의 노즐에서 요구되는 압력(또는 유량)을 유지시키는데 충분한 것인지를 검증하기 위한 것이기 때문이다. 따라서 수계소화설비에서 경계조건으로 주어질 수 있는 사항은 다음 중 하나이다.

- (1) 펌프의 출구단에서의 유량과 압력; 또는
- (2) 노즐의 분출계수 K 와 노즐에서 요구되는 최소 압력(또는 최소 유량)

수계소화설비에서는 위의 두 가지 중 하나의 경계조건만으로 전체 배관망을

해석하여야 하기 때문에 3.7에서 검토한 배관망해석 방법과는 다른 배관망해석 방법이 필요하다.

본 연구에서는 수계소화설비의 특징을 고려하여 SIS(Section Iterative Scheme)을 개발하였다. SIS는 FEM, FDM과 같은 수치해석의 기본개념을 배관망해석에 도입한 것이다. 복잡한 형상과 하중조건을 가지는 구조물이나 복잡한 유동현상을 가지는 검사채적내의 유동을 해석하기 위해서 일반적으로 FEM, FDM, FVM 등과 같은 수치해석기법들을 사용한다. 이러한 수치해석기법들의 해석하고자 하는 대상을 기본 개념은 고체 또는 유체의 정확한 역학적 거동을 알 수 있는 단위로 분할하고 그 단위요소에 대한 해석을 실시하고 각 요소별로 해석된 결과를 종합하여 전체의 해석결과를 도출한다는 것이다.

배관망 또한 마찬가지이다. 아무리 복잡한 배관망이라 하더라도, 배관과 배관을 연결하는 관부착품들로 구성된다. 다만, 3개 이상의 관이 연결되는 경우에 그 분기점에서의 유량분배를 정확하게 산정할 수 있다면 전체 배관망을 쉽게 해석할 수 있다. 즉, 배관의 연결지점에서의 유량분배와 압력을 계산할 수 있다면, 모든 배관망을 해석할 수 있다는 것이다.

SIS에서도 3.2에서 제시한 기본방정식을 그대로 사용한다. 다만, 3.7에서 논의한 배관망해석방법에서 사용되는 노우드방정식과 Loop 방정식 중 연속방정식의 개념인 노우드방정식은 그대로 사용하지만, Loop 방정식은 사용하지 않고, 압력-유량 관계식을 직접 사용한다. 3.7에서 논의한 배관망해석 기법들은 Loop 단위로 해석하는 방법이기 때문에 Loop 방정식을 이용하지만, 본 연구에서 제안하는 SIS는 배관망을 이루는 기본요소인 각 배관과 그 배관의 접속점

에서의 에너지 평형을 계산하는 방식으로 전체배관망을 해석하기 때문에 Loop 방정식 대신에 압력-유량 관계식을 이용한다.

SIS에서는 압력-유량관계식으로 만들어지는 연립방정식의 수렴속도를 높이기 위해, 식(3-4)와 식(3-5)의 압력-유량 관계식에 Linearization Method의 개념을 도입한 압력-유량 관계식인 식(3-21)과 식(3-22)를 사용하며, 아래의 식(3-24) 및 식(3-25)와 같고, Fig. 3-7은 배관망에서 나타나는 일반적인 분기점을 나타낸 것이다.

$$\Delta P = RQ^m \rightarrow RQ_{k-1}^{m-1}Q_k = R_k^*Q_k \quad (3-24)$$

$$R^* = \frac{8f\rho LQ_{k-1}^{m-1}}{\pi^2 D^5}, \quad m = 2 \quad (3-25)$$

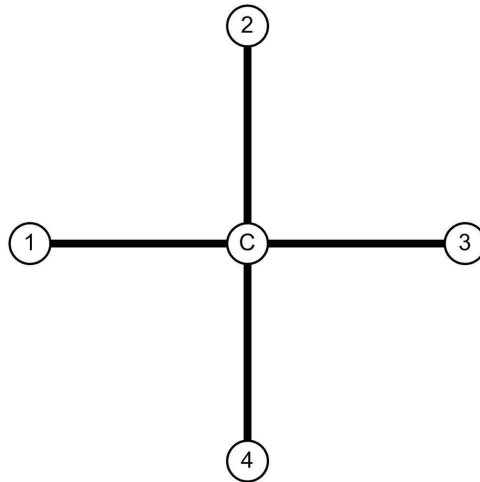


Fig. 3-7 Typical junction point of pipe network

Fig. 3-7에서 노우드방정식과 압력-유량관계식은 각각 식(3-26)과 식(3-27)과

같다.

$$Q_{1C} + Q_{2C} + Q_{3C} + Q_{4C} = 0 \quad (3-26)$$

$$\begin{aligned} P_1 - P_C &= R_{1C}^* Q_{1C} + \rho g z_{1C} = R_{1C}^* Q_{1C} + Z_{1C} \\ P_2 - P_C &= R_{1C}^* Q_{2C} + \rho g z_{2C} = R_{2C}^* Q_{2C} + Z_{2C} \\ P_3 - P_C &= R_{3C}^* Q_{3C} + \rho g z_{3C} = R_{3C}^* Q_{3C} + Z_{3C} \\ P_4 - P_C &= R_{4C}^* Q_{4C} + \rho g z_{4C} = R_{4C}^* Q_{4C} + Z_{4C} \end{aligned} \quad (3-27)$$

식(3-27)에서 z 는 각 노우드사이의 높이차를 의미한다. 식(3-27)을 식(3-26)에 대입하여 정리하기 위해 식(3-27)을 변형하면 식(3-28)과 같다.

$$\begin{aligned} Q_{1C} &= \frac{1}{R_{1C}^*} (P_1 - P_C - Z_{1C}) = F_{1C} (P_1 - P_C - Z_{1C}) \\ Q_{2C} &= \frac{1}{R_{2C}^*} (P_2 - P_C - Z_{2C}) = F_{2C} (P_2 - P_C - Z_{2C}) \\ Q_{3C} &= \frac{1}{R_{3C}^*} (P_3 - P_C - Z_{3C}) = F_{3C} (P_3 - P_C - Z_{3C}) \\ Q_{4C} &= \frac{1}{R_{4C}^*} (P_4 - P_C - Z_{4C}) = F_{4C} (P_4 - P_C - Z_{4C}) \end{aligned} \quad (3-28)$$

식(3-28)을 식(3-26)에 대입하여 정리하면 식(3-29)와 같다.

$$P_C = \frac{F_{1C}P_{1C} + F_{2C}P_{2C} + F_{3C}P_{3C} + F_{4C}P_{4C} - (F_{1C}Z_{1C} + F_{2C}Z_{2C} + F_{3C}Z_{3C} + F_{4C}Z_{4C})}{F_{1C} + F_{2C} + F_{3C} + F_{4C}} \quad (3-29)$$

식(3-29)를 일반화하여 N 개의 배관이 연결된 노우드 I 에 대해 표현하면 식(3-30)과 같다.

$$P_I = \frac{\sum_{J=1}^N F_{JI}P_{JI} - \sum_{J=1}^N F_{JI}Z_{JI}}{\sum_{J=1}^N F_{JI}} \quad (3-30)$$

3.9 SIS의 검증

본 연구에서는 SIS를 이용하여 Water Based System용 전산프로그램을 개발하였다. 개발된 전산프로그램을 검증하기 위하여 기존에 개발되어 있는 전산프로그램과 계산결과를 비교하였다.

본 연구에서 개발된 전산프로그램의 결과와 실험결과를 비교하는 것이 가장 정확한 검증방법으로 판단할 수 있지만, 본 연구에서 개발한 프로그램을 비롯해 모든 배관망해석용 전산프로그램은 배관 및 관부착품에서의 유동에너지손실을 산정하는 방법에 기초를 두고 있고, 유동에너지손실은 실험 및 경험적으로 얻어지는 값을 사용하게 된다. 이때 실험 및 경험적으로 얻어진 값들이 배관의 수명을 고려하여 결정된 값이기 때문에 이 값을 고려하여 실험을 실시한다는 것은 매우 어려운 일이다. 예를 들어, 배관에서의 관벽거칠기는 새로운 관과 일정기간 사용된 관의 실측값이 다를 수밖에 없으며, 일정기간 사용된 관의 관벽거칠기 실측값은 사용 환경에 따라 달라질 것이다. 배관망해석 프로그램을 실험적 방법으로 검증하고자 한다면, 이러한 상황을 모두 고려하여 실험을 실시하여야 하지만 이러한 실험은 실시하는 것 자체가 매우 어려울뿐더러 실험이 가능하다고 하여도 그 결과가 무의미해질 가능성이 많다.

따라서 배관망해석 프로그램은 수계산이 가능한 간단한 배관망과 관벽거칠기 및 관부착품의 유동에너지손실계수 또는 등가길이를 동등하게 입력하여 계산결과를 비교분석하여 검증하는 방법과 기존에 검증되어 있는 배관망해석 프로그램과 동일한 조건으로 계산된 결과를 이용하여 검증하는 방법을 사용한다.

최근에는 비교적 많은 종류의 배관망해석 프로그램이 개발되어 사용되고 있으므로, 본 연구에서는 동일한 입력 자료를 이용하여 기존에 개발되어 있는 배관망해석 프로그램의 계산결과와 본 연구에서 개발된 전산프로그램의 계산결과를 비교하여 검증하는 방법을 사용하였다.

기존에 개발되어 배관망해석 전산프로그램 중에서 선박용 수계소화설비의 설계에 사용할 수 있는 전산프로그램은 여러 가지가 있지만, 수계소화설비 설계에 가장 많이 사용되는 전산프로그램은 영국의 Canute LLP 사에서 개발한 “FHC04”이다. 따라서 본 연구에서는 최근에 건조되고 있는 13,100TEU급 Container Ship의 Engine Room에 설치된 워터미스트시스템을 대상으로 이뤄진 배관망해석 결과와 본 연구에서 개발한 전산프로그램에 의한 결과를 비교하여보았다.

Fig. 3-8, Fig. 3-9 및 Fig. 3-10은 SOLAS Reg.II-2/10.5.6 규칙에 요건에 따라 기관실의 기기배치도(Machinery Arrangement)와 워터미스트노즐의 배치를 나타낸 것이고, Fig. 3-11은 Isometric Diagram이다. 또한 Table 3-6은 설치된 워터미스트시스템의 제원을 나타낸 것이다.

하지만 “FHC04”는 NFPA Code 13 “Installation of Sprinkler Systems”를 비롯한 스프링클러시스템과 관련된 12개의 국제규격을 바탕으로 개발된 배관망해석 프로그램으로서 유동에너지손실 산정식은 Hazen-Williams식을 사용하고 있다. 2장에서의 연구 결과에 따라 워터미스트시스템에서 유동에너지손실 산정에서는 반드시 Darcy Equation을 사용하여야 한다. 따라서 “FHC04”는 워터미스트시스템의 배관망해석에는 부적절한 전산프로그램이다.

비록 “FHC04”가 워터미스트시스템에 적용하기에는 부적절하지만, 본 연구에서 SIS를 이용하여 개발한 전산프로그램을 검증을 위해서는 충분히 사용할 수 있다. 따라서 본 연구에서 개발한 프로그램에 유동산실 산정식으로 Hazen-Williams식으로 사용하고, 동일한 입력자료를 입력하여 계산결과를 비교하였다. 또한 관부착품의 등가길이는 “FHC04”가 어떠한 값을 사용하였는지 불분명하여 “FHC04”의 계산결과서에 표시되어 있는 등가길이의 값을 동일하게 적용하였다.

또한 Hazen-Williams식과 Darcy-Weisbach식의 비교를 위하여 본 연구에서 개발한 프로그램의 유동산실 산정식을 Darcy-Weisbach식으로 하고, 관부착품의 등가길이를 Table 2-4로 주어진 값으로 하였을때와의 계산결과를 비교하여 보았다.

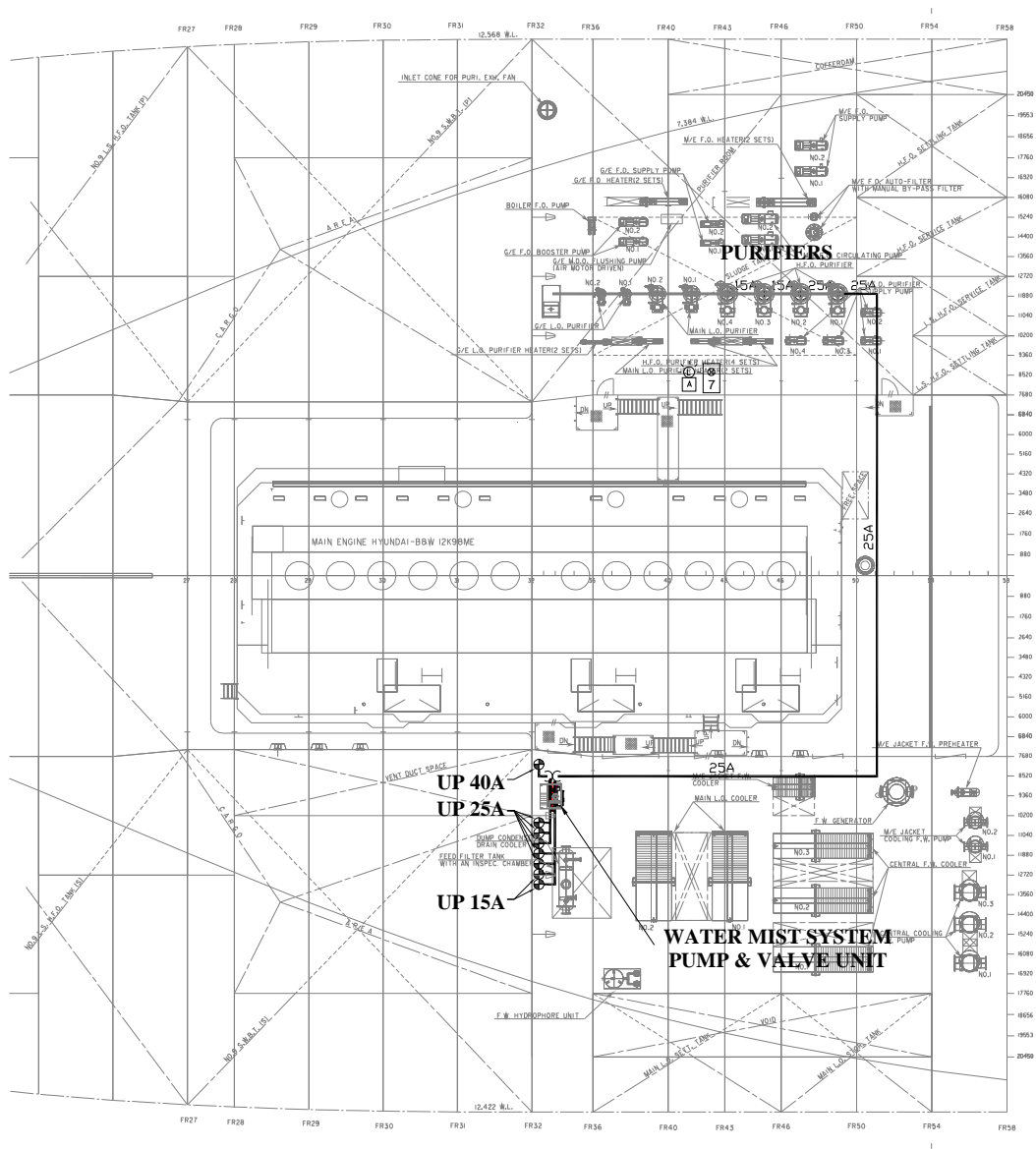


Fig. 3-10 Nozzle arrangement in 4th deck of engine room

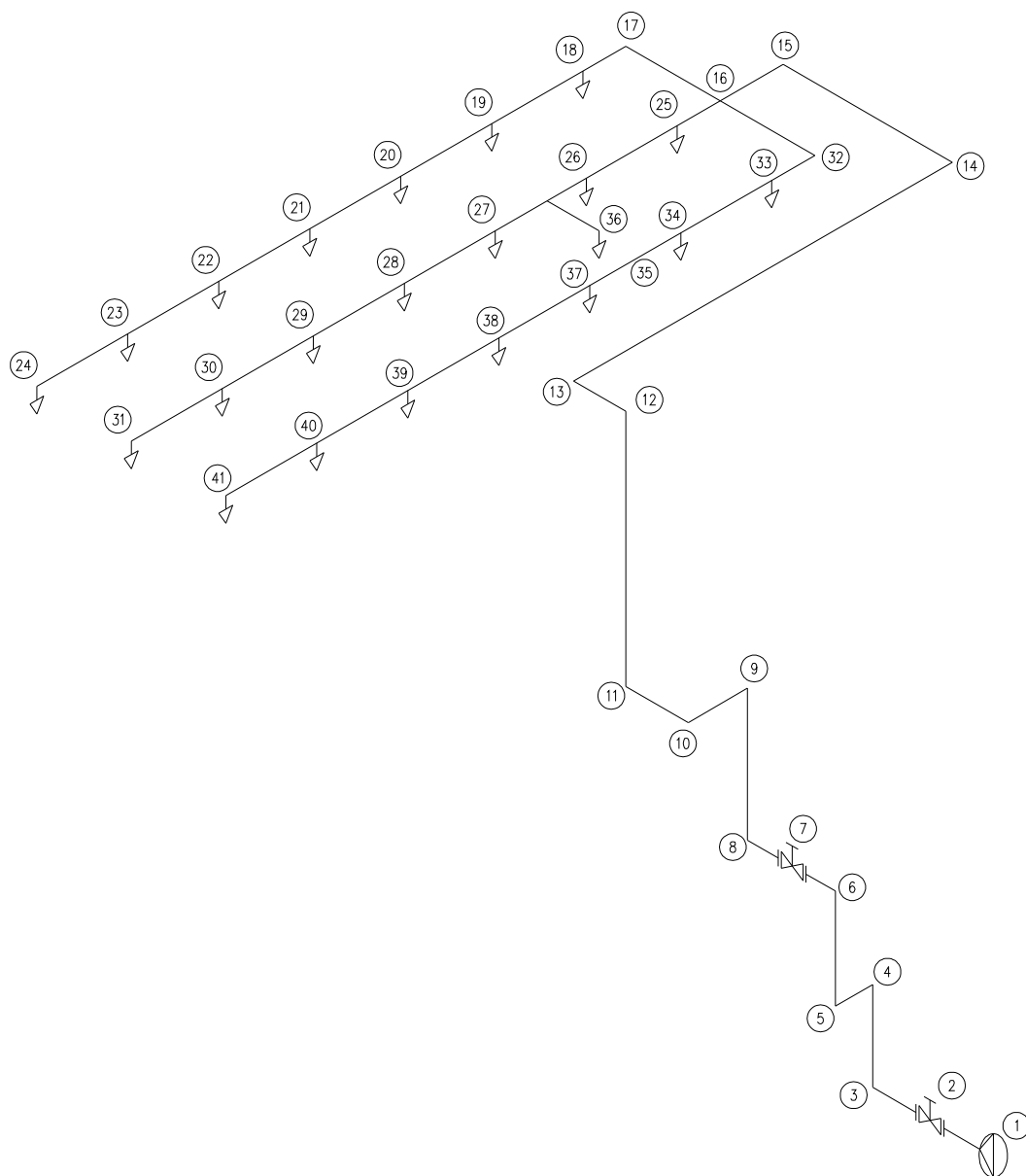


Fig. 3-11 Isometric diagram of water mist system for main engine

Table 3-6 Specification of water mist system and on-board ship

Applied standard for type approval	IMO MSC/Circ.913
K-factor of the nozzle	4.76
Max horizontal nozzle spacing	4 m × 4 m
Min. operating pressure at nozzle	7.5 bar
Min./Max. vertical distance from fire hazards	0.5 m / 17 m
Protected fire hazards	<ul style="list-style-type: none"> - Main Engine - Generator Engine - Boiler Burner - Incinerator Burner - H.F.O Purifier
Applied ship	13100 Teu Class Container Ship

Table 3-7 Input data for calculation

Node		ND	Sch.	Length (m)	Elev. (m)	Tee (Branch)	90° Elbow	Valve	K Factor
1	2	50A	40	0.28	0.00	0	0	GV	0.00
2	3	50A	40	0.21	0.00	0	0		0.00
3	4	50A	40	0.12	0.12	0	1		0.00
4	5	50A	40	0.10	0.00	0	1		0.00
5	6	50A	40	1.00	1.00	0	1		0.00
6	7	40A	40	0.15	0.00	0	1	GV	0.00
7	8	40A	40	0.69	0.00	0	0		0.00
8	9	40A	40	4.08	4.08	0	1		0.00
9	10	40A	40	0.37	0.00	0	1		0.00
10	11	40A	40	0.50	0.00	0	1		0.00
11	12	40A	40	7.78	7.78	0	1		0.00
12	13	40A	40	1.35	0.00	0	1		0.00
13	14	40A	40	14.00	0.00	0	1		0.00
14	15	40A	40	4.65	0.00	0	1		0.00
15	16	40A	40	0.75	0.00	0	1		0.00
16	17	25A	40	4.00	0.00	1	0		0.00
17	18	25A	40	1.25	0.00	0	1		4.76
18	19	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
19	20	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
20	21	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
21	22	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
22	23	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
23	24	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
16	25	40A	40	1.25	0.00	0	0		4.76
25	26	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76

Node		ND	Sch.	Length (m)	Elev. (m)	Tee (Branch)	90° Elbow	Valve	K Factor
26	42	25A	40	2.00	0.00	0	0		0.00
42	36	15A	40	2.00	0.00	1	0		4.76
42	27	25A	40	2.00	0.00	0	0		4.76
27	28	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
28	29	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
29	30	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
30	31	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
16	32	25A	40	4.00	0.00	1	0		0.00
32	33	25A	40	1.25	0.00	0	1		4.76
33	34	25A	40	4.00	0.00	0	0		4.76
34	37	25	40	4.00	0.00	0	0		4.76
37	38	25	40	4.00	0.00	0	0		4.76
38	39	25	40	4.00	0.00	0	0		4.76
39	40	25	40	4.00	0.00	0	0		4.76
40	41	25	40	4.00	0.00	0	0		4.76

Table 3-8 Comparison of calculated results

Node	K Factor	FHC04		SIS(H-W) [*]		Error	
		Q(lpm)	P(bar)	Q(lpm)	P(bar)	Q	P
18	4.76	13.30	7.799	13.3	7.802	0.000%	0.038%
19	4.76	13.20	7.685	13.2	7.688	0.000%	0.039%
20	4.76	13.10	7.604	13.1	7.607	0.000%	0.039%
21	4.76	13.10	7.550	13.1	7.553	0.000%	0.040%
22	4.76	13.10	7.519	13.1	7.522	0.000%	0.040%
23	4.76	13.00	7.504	13.0	7.507	0.000%	0.040%
24	4.76	13.00	7.500	13.0	7.503	0.000%	0.040%
25	4.76	13.50	8.055	13.5	8.058	0.000%	0.037%
26	4.76	13.40	7.900	13.4	7.903	0.000%	0.038%
36	4.76	13.30	7.798	13.3	7.801	0.000%	0.038%
27	4.76	13.30	7.800	13.3	7.803	0.000%	0.038%
28	4.76	13.20	7.745	13.3	7.748	0.752%	0.039%
29	4.76	13.20	7.713	13.2	7.716	0.000%	0.039%
30	4.76	13.20	7.698	13.2	7.701	0.000%	0.039%
31	4.76	13.20	7.694	13.2	7.697	0.000%	0.039%
33	4.76	13.30	7.799	13.3	7.801	0.000%	0.026%
34	4.76	13.20	7.685	13.2	7.686	0.000%	0.013%
37	4.76	13.10	7.604	13.1	7.605	0.000%	0.013%
38	4.76	13.10	7.550	13.1	7.551	0.000%	0.013%
39	4.76	13.10	7.519	13.1	7.520	0.000%	0.013%
40	4.76	13.00	7.504	13.0	7.505	0.000%	0.013%
41	4.76	13.00	7.500	13.0	7.500	0.000%	0.000%

* The pressure loss was calculated by Hazen-Williams equation

Table 3-9 Comparison of calculated results

Node	K Factor	FHC04		SIS(Darcy)*		Error	
		Q(lpm)	P(bar)	Q(lpm)	P(bar)	Q	P
18	4.76	13.30	7.799	15.28	10.302	12.958%	24.296%
19	4.76	13.20	7.685	15.19	10.185	13.101%	24.546%
20	4.76	13.10	7.604	15.13	10.103	13.417%	24.735%
21	4.76	13.10	7.550	15.09	10.050	13.188%	24.876%
22	4.76	13.10	7.519	15.07	10.019	13.072%	24.953%
23	4.76	13.00	7.504	15.06	10.004	13.679%	24.990%
24	4.76	13.00	7.500	15.05	10.000	13.621%	25.000%
25	4.76	13.50	8.055	15.50	10.609	12.903%	24.074%
26	4.76	13.40	7.900	15.39	10.448	12.930%	24.387%
36	4.76	13.30	7.798	15.31	10.346	13.129%	24.628%
27	4.76	13.30	7.800	15.31	10.346	13.129%	24.609%
28	4.76	13.20	7.745	15.27	10.292	13.556%	24.747%
29	4.76	13.20	7.713	15.25	10.260	13.443%	24.825%
30	4.76	13.20	7.698	15.24	10.245	13.386%	24.861%
31	4.76	13.20	7.694	15.23	10.241	13.329%	24.871%
33	4.76	13.30	7.799	15.28	10.302	12.958%	24.296%
34	4.76	13.20	7.685	15.19	10.185	13.101%	24.546%
37	4.76	13.10	7.604	15.13	10.103	13.417%	24.735%
38	4.76	13.10	7.550	15.09	10.050	13.188%	24.876%
39	4.76	13.10	7.519	15.07	10.019	13.072%	24.953%
40	4.76	13.00	7.504	15.06	10.004	13.679%	24.990%
41	4.76	13.00	7.500	15.05	10.000	13.621%	25.000%

* The pressure loss was calculated by Darcy-Weisbach equation

Table 3-10 Calculated results by FHC04

Node (s)	Node (e)	Q(lpm)	Press.(s) (bar)	Press.(e) (bar)	Length (m)	Elev. (m)	Eq. L (m)
1	2	290.0	11.096	11.090	0.280	0.000	0.210
2	3	290.0	11.090	11.087	0.210	0.000	0.000
3	4	290.0	11.087	11.063	0.120	0.120	0.850
4	5	290.0	11.063	11.051	0.100	0.000	0.850
5	6	290.0	11.051	10.929	1.000	1.000	0.850
6	7	290.0	10.929	10.887	0.150	0.000	0.850
7	8	290.0	10.887	10.858	0.690	0.000	0.000
8	9	290.0	10.858	10.258	4.080	4.080	0.640
9	10	290.0	10.258	10.216	0.370	0.000	0.640
10	11	290.0	10.216	10.167	0.500	0.000	0.640
11	12	290.0	10.167	9.049	7.780	7.780	0.640
12	13	290.0	9.049	8.965	1.350	0.000	0.640
13	14	290.0	8.965	8.346	14.000	0.000	0.640
14	15	290.0	8.346	8.122	4.650	0.000	0.640
15	16	290.0	8.122	8.064	0.750	0.000	0.640
16	17	91.8	8.064	7.863	4.000	0.000	1.280
17	18	91.8	7.863	7.799	1.250	0.000	0.430
18	19	78.5	7.799	7.685	4.000	0.000	0.000
19	20	65.3	7.685	7.604	4.000	0.000	0.000
20	21	52.2	7.604	7.550	4.000	0.000	0.000
21	22	39.1	7.550	7.519	4.000	0.000	0.000
22	23	26.1	7.519	7.504	4.000	0.000	0.000

Node (s)	Node (e)	Q(lpm)	Press.(s) (bar)	Press.(e) (bar)	Length (m)	Elev. (m)	Eq. L (m)
23	24	13.0	7.504	7.500	4.000	0.000	0.000
16	25	106.3	8.064	8.055	1.250	0.000	0.000
25	26	92.8	8.055	7.900	4.000	0.000	0.000
26	42	79.5	7.900	7.842	2.000	0.000	0.000
42	36	13.3	7.842	7.798	2.000	0.000	1.220
42	27	66.2	7.842	7.800	2.000	0.000	0.000
27	28	52.9	7.800	7.745	4.000	0.000	0.000
28	29	39.6	7.745	7.713	4.000	0.000	0.000
29	30	26.4	7.713	7.698	4.000	0.000	0.000
30	31	13.2	7.698	7.694	4.000	0.000	0.000
16	32	91.8	7.694	7.863	4.000	0.000	1.280
32	33	91.8	7.863	7.799	1.250	0.000	0.430
33	34	78.5	7.799	7.685	4.000	0.000	0.000
34	37	65.3	7.685	7.604	4.000	0.000	0.000
37	38	52.2	7.604	7.550	4.000	0.000	0.000
38	39	39.1	7.550	7.519	4.000	0.000	0.000
39	40	26.1	7.519	7.504	4.000	0.000	0.000
40	41	13.0	7.504	7.500	4.000	0.000	0.000

Table 3-11 Calculated results by SIS(by Hazen-Williams equation)

Node (s)	Node (e)	Q(lpm)	Press.(s) (bar)	Press.(e) (bar)	Length (m)	Elev. (m)	Eq. L (m)
1	2	290.3	11.104	11.098	0.280	0.000	0.210
2	3	290.3	11.098	11.095	0.210	0.000	0.000
3	4	290.3	11.095	11.071	0.120	0.120	0.850
4	5	290.3	11.071	11.059	0.100	0.000	0.850
5	6	290.3	11.059	10.937	1.000	1.000	0.850
6	7	290.3	10.937	10.895	0.150	0.000	0.850
7	8	290.3	10.895	10.865	0.690	0.000	0.000
8	9	290.3	10.865	10.265	4.080	4.080	0.640
9	10	290.3	10.265	10.222	0.370	0.000	0.640
10	11	290.3	10.222	10.174	0.500	0.000	0.640
11	12	290.3	10.174	9.054	7.780	7.780	0.640
12	13	290.3	9.054	8.970	1.350	0.000	0.640
13	14	290.3	8.970	8.350	14.000	0.000	0.640
14	15	290.3	8.350	8.126	4.650	0.000	0.640
15	16	290.3	8.126	8.067	0.750	0.000	0.640
16	17	91.8	8.067	7.866	4.000	0.000	1.280
17	18	91.8	7.866	7.802	1.250	0.000	0.430
18	19	78.5	7.802	7.688	4.000	0.000	0.000
19	20	65.3	7.688	7.607	4.000	0.000	0.000
20	21	52.2	7.607	7.553	4.000	0.000	0.000
21	22	39.1	7.553	7.522	4.000	0.000	0.000
22	23	26.1	7.522	7.507	4.000	0.000	0.000

Node (s)	Node (e)	Q(lpm)	Press.(s) (bar)	Press.(e) (bar)	Length (m)	Elev. (m)	Eq. L (m)
23	24	13.0	7.507	7.503	4.000	0.000	0.000
16	25	106.4	8.067	8.058	1.250	0.000	0.000
25	26	92.9	8.058	7.903	4.000	0.000	0.000
26	42	79.5	7.903	7.845	2.000	0.000	0.000
42	36	13.3	7.845	7.801	2.000	0.000	1.220
42	27	66.2	7.845	7.803	2.000	0.000	0.000
27	28	52.9	7.803	7.748	4.000	0.000	0.000
28	29	39.6	7.748	7.716	4.000	0.000	0.000
29	30	26.4	7.716	7.701	4.000	0.000	0.000
30	31	13.2	7.701	7.697	4.000	0.000	0.000
16	32	92.1	8.067	7.865	4.000	0.000	1.280
32	33	92.1	7.865	7.801	1.250	0.000	0.430
33	34	78.7	7.801	7.686	4.000	0.000	0.000
34	37	65.4	7.686	7.605	4.000	0.000	0.000
37	38	52.2	7.605	7.551	4.000	0.000	0.000
38	39	39.1	7.551	7.520	4.000	0.000	0.000
39	40	26.1	7.520	7.505	4.000	0.000	0.000
40	41	13.0	7.505	7.500	4.000	0.000	0.000

Table 3-12 Calculated results by SIS(by Darcy-Weisbach equation)

Node (s)	Node (e)	Q(lpm)	Press.(s) (bar)	Press.(e) (bar)	Length (m)	Elev. (m)	Eq. L (m)
1	2	334.2	14.100	14.092	0.280	0.000	0.364
2	3	334.2	14.092	14.089	0.210	0.000	0.000
3	4	334.2	14.089	14.052	0.120	0.120	1.976
4	5	334.2	14.052	14.026	0.100	0.000	1.976
5	6	334.2	14.026	13.891	1.000	1.000	1.976
6	7	334.2	13.891	13.805	0.150	0.000	1.829
7	8	334.2	13.805	13.775	0.690	0.000	0.000
8	9	334.2	13.775	13.131	4.080	4.080	1.545
9	10	334.2	13.131	13.048	0.370	0.000	1.545
10	11	334.2	13.048	12.958	0.500	0.000	1.545
11	12	334.2	12.958	11.792	7.780	7.780	1.545
12	13	334.2	11.792	11.666	1.350	0.000	1.545
13	14	334.2	11.666	10.988	14.000	0.000	1.545
14	15	334.2	10.988	10.717	4.650	0.000	1.545
15	16	334.2	10.717	10.617	0.750	0.000	1.545
16	17	105.9	10.617	10.392	4.000	0.000	1.714
17	18	105.9	10.392	10.302	1.250	0.000	1.020
18	19	90.6	10.302	10.185	4.000	0.000	0.000
19	20	75.4	10.185	10.103	4.000	0.000	0.000
20	21	60.3	10.103	10.050	4.000	0.000	0.000
21	22	45.2	10.050	10.019	4.000	0.000	0.000
22	23	30.1	10.019	10.004	4.000	0.000	0.000

Node (s)	Node (e)	Q(lpm)	Press.(s) (bar)	Press.(e) (bar)	Length (m)	Elev. (m)	Eq. L (m)
23	24	15.1	10.004	10.000	4.000	0.000	0.000
16	25	122.5	10.617	10.609	1.250	0.000	0.000
25	26	107.0	10.609	10.448	4.000	0.000	0.000
26	42	91.6	10.448	10.388	2.000	0.000	0.000
42	36	15.3	10.388	10.346	2.000	0.000	1.014
42	27	76.3	10.388	10.346	2.000	0.000	0.000
27	28	61.0	10.346	10.292	4.000	0.000	0.000
28	29	45.7	10.292	10.260	4.000	0.000	0.000
29	30	30.5	10.260	10.245	4.000	0.000	0.000
30	31	15.2	10.245	10.241	4.000	0.000	0.000
16	32	105.9	10.617	10.392	4.000	0.000	1.714
32	33	105.9	10.392	10.302	1.250	0.000	1.020
33	34	90.6	10.302	10.185	4.000	0.000	0.000
34	37	75.4	10.185	10.103	4.000	0.000	0.000
37	38	60.3	10.103	10.050	4.000	0.000	0.000
38	39	45.2	10.050	10.019	4.000	0.000	0.000
39	40	30.1	10.019	10.004	4.000	0.000	0.000
40	41	15.1	10.004	10.000	4.000	0.000	0.000

Table 3-6은 계산을 위해 입력된 입력 Data이고, Table 3-8과 Table 3-9는 “FHC04”와 본 연구에서 개발한 SIS에 의해 계산된 워터미스트노즐에서의 유량과 압력을 비교한 것이다. Table 3-8은 압력손실산정식(Hazen-Williams 식)과 관부착품의 등가길이를 “FHC04”와 동일하게 적용하여 계산된 결과이고, Table 3-9는 압력손실산정식으로 Darcy-Weisbach식을 이용하고, 관부착품의 등가길이를 Table 2-4로 제시된 값을 사용하여 계산된 결과이다. 또한 계산결과를 참고할 수 있도록 “FHC04”의 계산결과와 Hazen-Williamstlr과 Darcy-Weisbach식을 이용한 SIS의 계산결과를 각각 Table 3-10, Table 3-11 및 Table 3-12에 나타내었다.

Table 3-8에서 알 수 있듯이 워터미스트노즐에서의 유량에서는 차이가 없으며, 압력에서의 차이도 최대 0.04%를 초과하지 않는다는 것을 알 수 있다. 또한 펌프 출구단에서의 요구되는 유량과 압력 즉, 1번 노우드에서의 유량과 압력을 비교하면, “FHC04”의 계산결과는 290.0 liter/min 및 11.096 bar이고, Hazen-Williams 식을 이용한 SIS의 계산결과는 290.3 liter/min 및 11.104 bar이다. 펌프 출구단에서 요구되는 유량과 압력의 “FHC04”의 계산결과 대비의 오차는 각각 0.103% 및 0.8%로서 거의 일치하는 값을 나타내고 있다. 동일한 입력 Data에 대해 “FHC04”와 SIS가 약간의 오차를 보이는 것은 분기점에서의 유량분배에 대한 계산방법의 차이가 있기 때문인 것으로 추정된다. 이러한 계산결과를 통해 SIS를 이용한 전산프로그램을 이용한 배관망해석의 정확성을 확인할 수 있었다.

그리고 Table 3-9를 보면, 워터미스트노즐에서의 “FHC04”의 계산결과와 Darcy-Weisbach식을 이용한 SIS 전산프로그램의 계산결과는 많은 차이를 보이

며, 워터미스트노즐의 유량에서는 약 13%, 압력에서는 약 25% 정도의 차이를 나타내었다. 또한 펌프 출구단에서의 요구되는 유량과 압력 즉, 1번 노우드에서의 유량과 압력을 비교하면, “FHC04”의 계산결과는 290.0 liter/min 및 11.096 bar이고, Darcy-Weisbach 식을 이용한 SIS의 계산결과는 334.2 liter/min 및 14.1 bar이다. 1번 노우드에서의 “FHC04”의 계산결과는 Darcy-Weisbach 식을 이용한 SIS의 계산결과에 비해 유량은 약 86.8%, 압력은 약 78.7% 정도의 수준이다. 이는 “FHC04”와 같이 Hazen-Williams 식을 이용한 배관망해석 프로그램은 Darcy-Weisbach 식을 이용한 배관망해석 프로그램에 비해 압력손실을 작게 평가하여 요구되는 펌프의 용량을 작게 산정한다는 것을 의미하며, 실제로 설치되는 워터미스트노즐에서의 실제 분사압력이 낮아져 워터미스트시스템이 최소소화성능을 발휘하지 못할 가능성이 높아진다는 것을 의미한다. 참고로 Darcy-Weisbach 식을 이용한 배관망해석 프로그램은 유체의 밀도가 995.4kg/m^3 , 점도가 $7.4 \times 10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{sec}$ 인 조건으로 계산을 수행하였다.

제 4 장 워터미스트노즐의 유동해석

4.1 유동현상의 개요

워터미스트시스템의 소화성능에 영향을 미치는 성능인자는 매우 다양하다. 워터미스트시스템은 소화메커니즘은 작은 크기의 워터미스트가 화재가 발생한 지역 즉, 화염 주위에 분사되면, 작은 크기의 워터미스트가 증가된 전열면적을 통해 화재로부터 발생하는 열을 동일시간에 더 많이 흡수하여 냉각효과를 발휘하고, 열을 흡수한 워터미스트는 증발하여 습증기가 되면서 화재주위에 머물게 되어 화재주위의 산소농도를 떨어뜨려 질식효과를 발휘한다.

냉각효과와 질식효과를 이용하여 화재를 진압하는 워터미스트시스템의 소화메커니즘을 고려해 볼 때, 워터미스트시스템의 소화성능은 워터미스트의 크기에 따라 소화성능이 결정된다. 하지만, 워터미스트의 크기가 작을수록 소화성능이 좋아지는 것은 아니다. 워터미스트노즐에서 분사된 워터미스트에는 분사압력에 의한 관성과 워터미스트의 무게에 의한 중력 및 공기 중을 유동하면서 발생하는 저항력이 복합적으로 작용한다. 여기에 부가적으로 화염으로부터 분사되는 복사열로 인해 공간내부의 대류에 의한 상승류의 공기유동이 발생하며 화재가 충분히 발달한 경우에는 이러한 공기유동이 공기의 저항력과 함께 작용하게 된다.

이때 워터미스트 크기가 너무 작아지게 되면, 관성력 및 중력이 현저하게 줄어들어 워터미스트노즐에서 분사된 이후에 워터미스트가 화염주위에 도달할 때까지 너무 많은 시간이 소요되어 화재를 진압하기가 어렵다. 이러한 상황은 비

와 안개를 상상하면 쉽게 이해할 수 있다.

일반적으로 비의 입자크기는 보슬비나 안개에 비해 상당히 큰 수준이고 보슬비나 안개는 입자가 매우 작다. 누구나 알 수 있듯이 입자가 하강하는 속도는 입자가 작을수록 느려지고 안개의 경우에는 거의 정체되어 있는 수준으로 공기 중에 머물러 있다. 워터미스트의 입자가 너무 작게되면 보슬비 또는 안개와 같이 입자의 하강속도가 너무 느려져서 워터미스트시스템의 소화성능을 저하시키는 원인이 된다.

따라서 워터미스트시스템을 개발할 때에는 워터미스트노즐에서의 분사압력에 의한 관성력과 워터미스트의 입자 크기에 의한 중력 및 공기에서의 저항력과 대류에 의한 저항력을 고려하여 신속하게 화염주위에 도달할 수 있으며, 화재를 진압할 수 있을 정도의 냉각효과와 질식효과를 발휘할 수 있는 최적의 워터미스트의 크기를 결정하여야 한다. 이는 워터미스트시스템을 설치하는 구역에서 발생이 예상되는 화재의 크기에 따라 워터미스트시스템의 설계가 달라진다는 것을 의미한다.

따라서 개발자들은 워터미스트시스템을 개발하기 위해 워터미스트노즐을 개발하여 목표로 하는 화재를 대상으로 화재실험을 실시하고 소화성능이 확보되지 않는 경우에는 워터미스트노즐을 개량하거나 다시 개발하는 절차를 통해 워터미스트시스템을 개발하고 있다. 또한 개발된 워터미스트노즐을 이용한 소화실험은 워터미스트노즐 간의 최대 간격, 워터미스트노즐의 최대 및 최소 설치 높이 및 워터미스트노즐에서의 최대 및 최소 분사압력 등을 모두 고려하여야 하므로, 상당히 많은 횟수의 반복실험을 수행하여야 한다.

따라서 워터미스트시스템은 개발에 많은 시간과 비용이 필요하기 때문에 관련 연구의 진척이 매우 느리게 진행되고 있는 실정이다. 이러한 연구를 좀 더 빠르고 효과적으로 진행하기 위해서는 개발하고자 하는 워터미스트노즐의 유동 특성을 해석하는 작업이 반드시 필요하다.

워터미스트노즐의 분사압력 및 형상에 따른 워터미스트의 크기와 공기 중의 이동시간 등에 대한 경향을 파악할 수 있다면, 워터미스트시스템을 좀 더 빠른 시간 안에 개발할 수 있을 것으로 판단된다.

물론 다양한 형태로 진행되어온 아주 작은 체적을 가지는 Mist의 유동에 대한 연구결과를 이용할 수 있을 것으로 판단할 수 있다. Mist의 유동에 대해 가장 오랫동안 연구되어진 분야는 디젤엔진의 연료 분사에 대한 연구이다. 이러한 연구결과들은 연료유 분사 노즐의 분무 특성을 직접 계측하거나 해석하는 연구[24],[25]와 연료유 분사노즐의 분무특성에 따른 엔진의 성능변화를 고찰하는 연구[26],[27]로 나뉜다. 하지만 디젤엔진의 연료유 분사와 관련된 연구결과를 워터미스트시스템의 소화성능에 적용하기는 어렵다. 디젤엔진에서는 상사점 전후의 매우 좁은 공간의 연소실에 연료유를 분사하고 매우 짧은 시간의 유동만을 고려하지만, 워터미스트시스템은 워터미스트노즐에서 분사된 이후에 비교적 긴 시간 동안의 유동현상을 고찰하여야 하므로 디젤엔진의 연료유 분사와 관련된 연구결과를 워터미스트시스템에 직접적으로 적용하지 못한다.

또한 워터미스트의 유동과 관련된 연구는 다양한 방법으로 진행되어 왔다. 워터미스트의 유동에 대한 이론적 연구[28],[29],[30],[31]와 워터미스트의 유동 및

직경을 계측하는 등의 실험적 연구^{[32],[33]}도 많이 진행되었으며, 워터미스트시스템을 이용한 소화성능을 측정하기 위한 연구^{[34],[35],[36]}가 다양하게 진행되어 왔다.

하지만, 이러한 연구들이 특정한 워터미스트노즐이나 워터미스트시스템에 대한 연구들이어서 워터미스트노즐의 형태와 분사압력에 따른 워터미스트의 유동과 워터미스트 크기의 상관관계를 고찰한 연구는 아직 수행되지 않았다. 본 연구에서는 워터미스트노즐에서의 분사압력과 형상에 따른 워터미스트의 유동과 워터미스트 크기의 상관관계를 규명하기 위해 CFD해석을 수행하였다.

4.2 수치해석 모델

4.2.1 계산격자

워터미스트노즐에서 분사되는 워터미스트의 유동을 해석하기 위해 본 연구에서는 Fig. 4-1과 같은 격자계를 이용하였다. 실제 워터미스트노즐의 형상을 이용하여 유동해석을 수행하려고 하였으나, 일반적으로 워터미스트노즐이 5~7개의 노즐팁(Nozzle Tip) 즉, 오리피스를 가지고 이를 동시에 해석하기 위해서는 매우 큰 용량의 계산기가 사용되어야 하므로 이를 수행하지 못하고 하나의 오리피스를 가지는 단공노즐에 대해서만 유동해석을 수행하였다.

워터미스트의 유동장 해석을 위한 격자계는 모두 Hexa 타입으로 구성하였으며, 도메인 격자수는 모두 324,000 노우드이다. 계산격자의 구성을 위해 전용 격자 생성도구인 ANSYS-ICEM CFD를 사용하였으며, 계산격자의 형태 및 도메인 치수는 Fig. 4-1과 같다.

4.2.2 계산 조건

해석에 사용된 워터미스트노즐과 노즐팁은 Fig. 4-2, Fig. 4-3 및 Fig. 4-4와 같다. 노즐팁은 Fig. 4-4와 같이 출구 직경은 0.8mm이며 분사각도는 60° 이다. 출구단에서의 압력이 50bar 및 100bar의 조건에 대해 각각 해석이 수행되었으며, 노즐 출구로부터 분사되는 워터미스트의 유동 해석을 위한 계산조건은 Table 4-1과 같다.

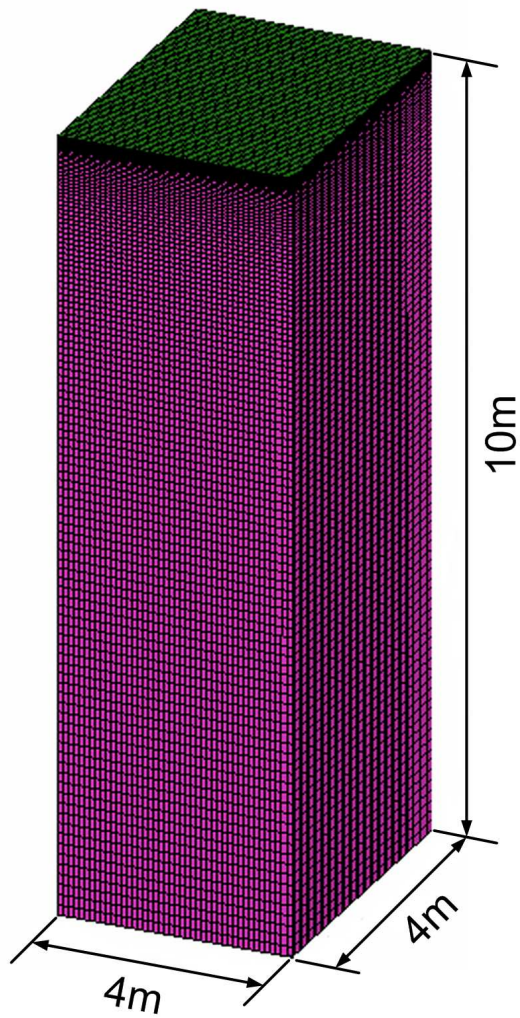


Fig. 4-1 Computational grid



Fig. 4-2 Water mist nozzle

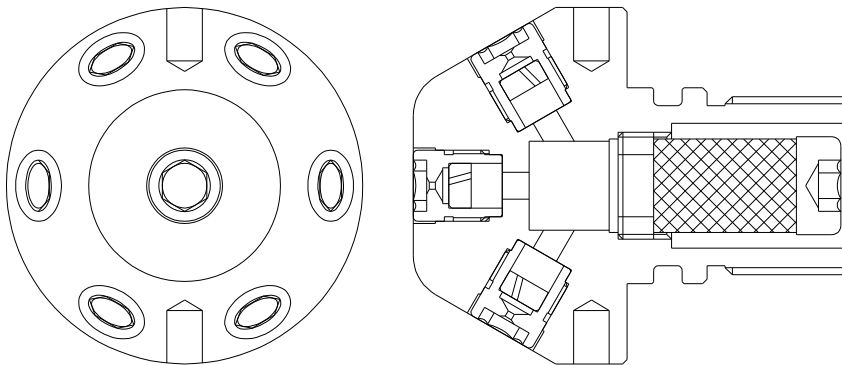


Fig. 4-3 Water mist nozzle

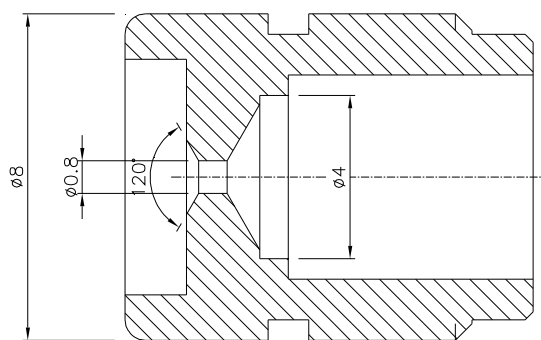


Fig. 4-4 Detail of water mist nozzle tip

Table 4-1 Calculated conditions

Case 1		Case 2	
$D_{exit}(\text{mm})$	0.8	$D_{exit}(\text{mm})$	0.8
Discharge Pressure(bar)	50	Discharge Pressure(bar)	100
K factor	1.5	K factor	1.5
Density(kg/m ³)	1000	Density(kg/m ³)	1000
$\dot{m}(\text{kg/s})$	0.0253	$\dot{m}(\text{kg/s})$	0.0357
Spray Angle	60°	Spray Angle	60°

4.3 워터미스트 CFD 해석

해석에 사용된 CFD Solver는 ANSYS-CFX V11.0이며 Lagrangian-Eulerian 모델(particle tracking model)을 적용한 해석을 수행하였다. CFX는 다상유동 해석을 위한 모델로써 Lagrangian-Eulerian 모델과 Eulerian-Eulerian 모델을 제공하는데 Droplet 직경 및 droplet의 break-up 과정을 직접 모사 할 수 있다는 점에서 Lagrangian Particle Tracking 모델은 Eulerian-Eulerian 모델에 비해 큰 장점을 갖는다. Particle tracking 모델은 개별 particle을 단일 상(phase)으로 보지 않고, 1차적으로 분사 유동장에 대한 단상류 해석 후 particle에 대한 운동 방정식을 풀어냄으로써 입자의 궤적(밀도 및 크기 변화)을 추적한다. 이 모델은 분사 유동장에 대한 단상류 해석을 수행하기 때문에 계산에 필요한 시스템의 부하가 일반 단상류 해석의 경우와 유사한 수준으로 낮은 장점이 있으며, 주로 싸이클론, 연료분사, 석탄연소, 수분무 노즐 등의 문제에 많이 적용되고 있다.

particle 모델은 개별 particle의 직경 모델링이 가능하지만, 유동장 내에서 이동하는 point로 인식되기 때문에 유동장 내에서 체적을 갖지 않는다. 따라서 particle의 이동 중에 따른 주변 부 난류효과가 모델링되지 않으며, particle에서의 와 방출(vortex shedding) 유동박리, 경계층 등의 모사는 불가능하다. 그러나 개별적인 particle의 체류시간이나 거동특성 등에 관한 완벽한 해석이 가능하며, 직경변화가 다양하게 고려되는 경우 Eulerian-Eulerian 접근 방법에 비해 계산에 필요한 시스템 부하가 적고 particle 크기가 변화하는 경우 항력, 열전달 및 물질전달 현상을 정확히 알 수 있는 장점이 있다. 또한, Eulerian-Eulerian 접근 방법이 입자의 개별적인 궤적을 예측할 수 없고 단지,

volume fraction으로만 표현 할 수 있는 반면, Lagrangian Particle Tracking 모델은 입자의 이동경로를 정확히 추적할 수 있는 장점이 있다.

유동장으로 분사된 particle은 노즐효과(캐비테이션, 난류에 의한 교란 등), 작동유체와 주변부 기체와의 상호작용에 의해 primary break-up이 발생하고, 1차적으로 붕괴된 particle은 다시 secondary break-up이 발생하는 것이 일반적이다. Fig. 4-5에 일반적인 분사노즐에 대한 particle break-up 과정을 나타내었다.

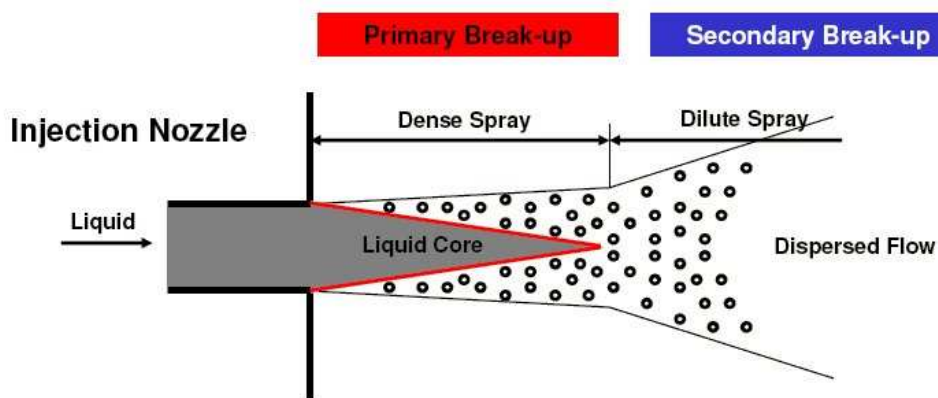


Fig. 4-5 Particle break-up mechanism

primary break-up 과정의 모사를 위해 CFX에서는 Blob, Enhanced Blob, LISA(Linearized Instability Sheet Atomization) 모델을 제공하며, secondary break-up 과정의 모사를 위해 Reits & Diwakar 모델(1987), Schmehl 모델 (Schmehl, 2000), TAB 모델(O'Rourke, 1987), ETAB 모델(Tanner, 1997), CAB 모델(Tanner, 2003)을 제공한다. 본 연구에서는 primary break-up에는 LISA 모델을 secondary break-up에는 CAB(Cascade Atomization and Drop Break-up)모델을 적용하였다.

LISA 모델은 pressure swirl atomizer의 해석을 위한 모델로써 film formation-sheet breakup-atomization으로 연결되는 과정에 대한 모델링이 가능하며 워터미스트노즐 분사 해석에 적합한 모델이다. 분사노즐 내부 작동유체의 회전운동은 분사노즐 내부 벽면을 따라 liquid film을 형성하고 liquid film 두께는 식(4-1)에 의해 결정된다.

$$\dot{m} = \phi \rho_p u h_0 (d_0 - h_0) \quad (4-1)$$

여기서, u : 노즐 출구에서의 축 방향 속도, $u = U \cos(\phi)$

d_0 : 분사노즐 출구 직경

ϕ : 실제 분사각도

실제 분사노즐 내부에서 발생하는 세부적인 현상을 정확히 모델링하기는 어렵기 때문에 CFX는 Han 등에 의해 제안된 방법을 사용하여 전체 속도 U 를 계산하며, 이는 식(4-2) 및 식(4-3)에서 표현한 것과 같이 분사 압력과 관계가 있다.

$$U = k_v \frac{2\Delta p}{\rho_p} \quad (4-2)$$

$$k_v = \max \left[0.7, \frac{4\dot{m}}{d_0^2 \rho_1 \cos \theta} \sqrt{\frac{\rho_1}{2\Delta p}} \right] \quad (4-3)$$

여기서, k_v : 속도 계수

여기서, Δp 는 알려진 값이며, 분사속도는 식(4-1)을 통해 알 수 있다. 분사노즐 내부에 liquid film이 형성되면, 공기역학적 불안정성에 의한 break-up 과정이 진행되며 세부적인 모델에 대한 이론은 Senecal 등에 의해 자세히 기술된바 있다. LISA 모델은 2차원, 점성, 비압축성 liquid sheet가 U의 속도로 정지된, 비점성, 비압축성 가스 매질을 통해 이동한다고 가정하며, 미소한 교란 스펙트럼은 초기 steady motion을 유발한다.

$$\eta = \eta_0 e^{ikx + \omega t} \quad (4-4)$$

여기서, η_0 : 초기 wave의 진폭

k : wave number, $k = (2\pi)/\lambda$

$\omega = \omega_r + i\omega_i$: 교란증가율

가장 불안정한 교란성분 Ω 는 ω_r 이며 식(4-5)에 의해 결정된다.

$$\omega_r = -\frac{2\nu_1 k^2 \tanh(kh)}{\tanh(kh) + Q} + \frac{\sqrt{4\nu_1^2 k^4 (\tanh(kh))^2 - Q^2 U^2 k^2 - (\tanh(kh) + Q) \left(\frac{\sigma k^3}{\rho_1} - QU^2 k^2 \right)}}{\tanh(kh) + Q} \quad (4-5)$$

여기서, $Q = \rho_g / \rho_1$

일단, Ω 가 계산되면 break-up 길이 L 과 break-up 시간 τ 는 식(4-6)에 의해 계산된다.

$$L = \frac{U}{\Omega} \ln\left(\frac{\eta_b}{\eta_0}\right), \quad \tau = \frac{1}{\Omega} \ln\left(\frac{\eta_b}{\eta_0}\right) \quad (4-6)$$

여기서, $\ln(\eta_b/\eta_0)$ 는 경험적 sheet 상수를 사용하며 default 값으로 12를 사용한다. 알려지지 않은 상수 d_l 은 식(4-7)에 의해 계산된다.

$$d_l = \sqrt{\frac{16h}{K_s}} \quad (4-7)$$

여기서, wave number K_s 는 식(4-8)과 같다.

$$K_s = \frac{\rho_g U^2}{2\sigma} \quad (4-8)$$

droplet 직경은 식(4-9)에 의해 계산되며, 식(4-9) Oh 는 Ohnesorge 수이며 식(4-10)과 같다.

$$d_0 = 1.88d_l(1 + 3Oh)^{1/6} \quad (4-9)$$

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (4-10)$$

LISA 모델의 적용을 위해서는 분사노즐 직경, 분사유량, 분사압력에 대한 정의가 필요하며, 분사되는 액적의 초기직경에 대한 설정은 필요치 않으며 해석 과정에서 결정된다. Fig. 4-6에 LISA 모델에 대한 간략한 개념도를 나타내었다. 여기서 h_0 는 film 두께, L 은 sheet breakup 길이, d_p 는 droplet breakup,

V_p 는 속도를 의미한다. 본 연구에서는 primary break-up 모델로써 pressure 스월에 의한 분무특성 모사가 가능하고 film thickness 및 atomization 해석이 가능하고, 초기 분사 액적의 크기를 알 필요가 없는 장점이 있는 LISA 모델을 적용하였다.

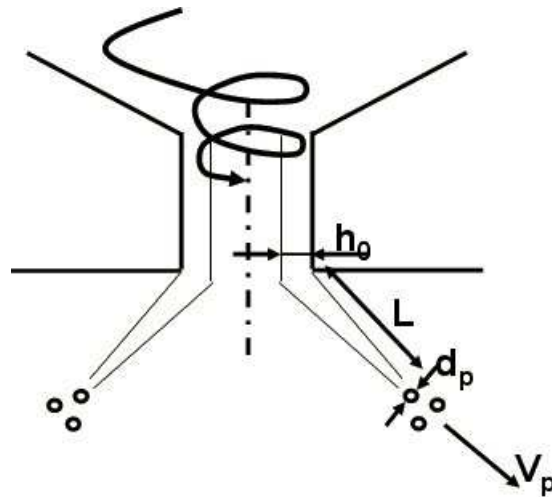


Fig. 4-6 Particle break-up (LISA model)

또한 secondary break-up에 사용된 CAB모델은 O'Rourke에 의해 1987년에 제안된 TAB(Taylor Analogy Break-up) 모델과 break-up 과정에 대한 모델링 방법이 동일하며, TAB 모델이 개선된 형태인 ETAB 모델에서 진화된 모델이다. break-up을 통한 액적 형상변형은 공기역학적 항력, 표면장력, 점성력에 의해 결정될 수 있으며, Fig. 4-7에 액적변형에 관한 개략도를 나타내었다.

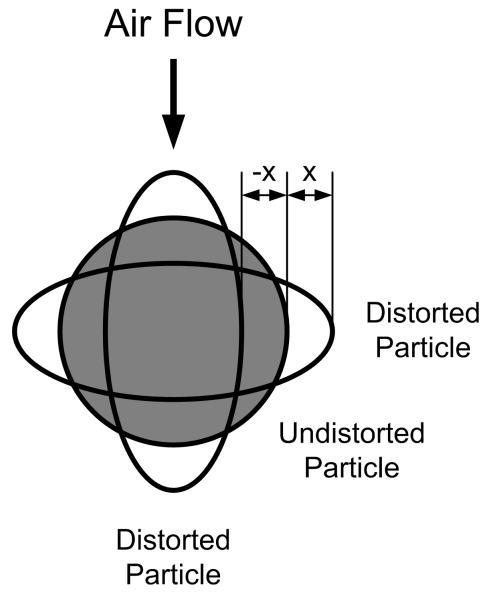


Fig. 4-7 Droplet deformation

break-up 과정은 oscillating droplet에 대해 식(4-11)을 풀어 변형 x 와 변형속도 \dot{x} 를 계산하고, 액적의 변형 $x > x_{Crit}$ 조건을 만족하는지 검토한 후 이상의 조건을 만족하지 않으면 조건을 만족할 때까지 식(4-11)의 방정식을 풀어 최종적으로 분화액적(child droplet)의 크기, 액적의 평균 속도, V_N 을 계산한다. 이때, 변형이 일어나지 않은 분화액적에 대해 $x = \dot{x} = 0$ 라고 가정하는 모델은 TAB 모델이고, 초기 변형률 x 가 0가 아닌 모델이 ETAB 모델이다. 식(4-11)에서 F (force term)는 공기역학적 항력, cx (restoring force)는 표면장력, $b\dot{x}$ (damping term)는 점성력을 의미한다.

break-up 현상이 발생하는 판단기준은 식(4-12)에 의해 계산되고 a 는 $We_{crit} = 6$ 인 조건에서의 액적 반경을 말한다.

$$m\ddot{x} = F - b\dot{x} - cx \quad (4-11)$$

$$x > a/2 \quad (4-12)$$

CAB 모델은 생성된 분화액적의 크기를 결정하는 방법이 ETAB 모델과 다르며 식(4-13)에 의해 결정된다.

$$\frac{r_{child}}{r_{parent}} = e^{-K_{bu}t} \quad (4-13)$$

여기서, $K_{bu} = \begin{cases} k_1\omega & \text{if } 5 < We < 80 \\ k_2\omega \sqrt{We} & \text{if } 80 < We < 350 \\ k_3\omega We^{3/4} & \text{if } 350 < We \end{cases}$ 이고, ω 는 frequency 이다.

4.4 계산결과 및 검토

Fig. 4-8과 Fig. 4-9는 Table 4-1의 조건으로 계산된 결과를 나타낸 것이다. 오리피스에서 분사가 시작되는 시기부터 1.5초까지 워터미스트의 크기변화를 나타낸 것이며, Fig. 4-8과 Fig. 4-9에서 나타난 각 압력에 따른 워터미스트의 최대 크기를 비교하면 Table 4-2와 같다.

분사압력이 50bar인 경우와 100bar인 경우에서 워터미스트의 직경을 비교해보면 분사압력이 100bar인 경우의 워터미스트 직경이 분사압력이 50bar인 경우에 비해 약 87%의 직경을 가진다는 것을 알 수 있다. 이러한 결과만을 비교해 볼 때는 그다지 큰 차이를 보이지 않으며, 특히 50 bar인 경우에도 워터미스트 직경이 0.1mm 정도의 직경을 가지므로 워터미스트의 최대 직경의 관점에서는 분사압력이 크게 도움이 되지 않는 것으로 판단할 수 있다. 하지만 오리피스에서 분출되는 유량을 고려하여 워터미스트의 전체표면적으로 환산하여 고려해 보면 다른 양상이 나타난다.

Table 4-3은 분사압력이 50 bar와 100 bar인 경우에 1초 동안 분사되는 유량과 계산된 워터미스트의 최대직경을 고려하여 1초 동안 분사된 워터미스트들의 전체 표면적 즉 전열면적을 나타낸 것이다. Table 4-2에서 워터미스트의 최대직경은 분사압력이 100 bar인 경우가 분사압력이 50 bar인 경우의 약 87% 정도이지만, 1초 동안 분사되는 워터미스트의 전체 표면적은 분사압력이 100 bar인 경우가 분사압력이 50 bar인 경우보다 약 61% 정도 더 크다는 것을 알 수 있다. 이는 분사압력을 높일 경우 워터미스트들의 전체 표면적이 급격하게 증가하면서 더 뛰어난 소화성능을 가지다는 것을 의미한다.

또한 분사압력이 50 bar인 경우에는 액적이 비교적 크고 워터미스트가 가지는 관성력이 비교적 작기 때문에 워터미스트가 분사된 이후에 0.4초가 지난 이후에는 너무 미세하게 파열된 워터미스트 즉, 과도미세워터미스트(Under Sized Water Mist)가 상당부분 발생한다. 하지만 분사압력이 100 bar인 경우에도 워터미스트가 분사된 이후에 0.4초가 지난 이후에 과도미세워터미스트가 발생하지만 분사압력이 50 bar인 경우에 비해 그 양이 훨씬 작다는 것을 알 수 있다. 물론 과도미세워터미스트는 워터미스트가 분사된 이후 1초 정도가 지난 후에 다시 과도미세워터미스트들이 병합되며 일정한 크기를 가지는 워터미스트로 복원되지만 복원되기까지 일정한 시간이 필요하고, 과도미세워터미스트가 많이 발생한다는 것은 워터미스트가 하방에 위치하는 화염에 도달하는데 더 많은 시간이 필요하다는 것을 의미한다.

이러한 차이는 각각의 분사압력에서 워터미스트의 최대 도달거리를 비교해보면 쉽게 확인 할 수 있다. Table 4-4와 Fig. 4-10은 분사압력에 따른 워터미스트의 최대 도달거리를 나타낸 것이다.

Fig. 4-10에서 알 수 있듯이 분사압력이 50 bar인 경우와 100 bar인 경우에 워터미스트의 최대도달거리가 분사된 초기에는 큰 차이를 보이지 않다가 분사 이후 0.6초 정도가 지난 이후에는 급격하게 차이가 늘어난다는 것을 알 수 있으며, 이는 Fig. 4-8과 Fig. 4-9에서 나타난 과도미세워터미스트가 발생하는 시간과 비슷한 시기임을 알 수 있다. 이러한 사실들로부터 분사압력이 높아지는 경우에는 워터미스트들의 전체 표면적이 급격하게 증가하고, 워터미스트가 가지는 관성력이 커지기 때문에 워터미스트가 상대적으로 빠르게 화염으로 이동

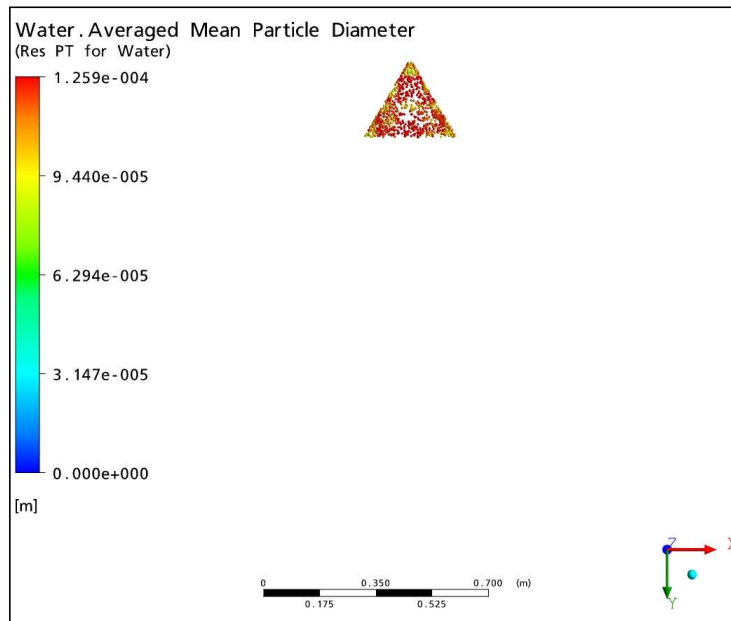
할 수 있다는 것을 알 수 있으며, 워터미스트의 이동시간이 빠르다는 것은 상대적으로 짧은 시간 안에 워터미스트가 화염에 도달하는 것을 의미하고, 이를 통해 좀 더 빠른 시간 안에 화재를 진압할 수 있다는 것을 의미한다.

분사압력이 높은 경우에 워터미스트의 이동시간이 빨라지는 이유는 Fig. 4-11에서 확인할 수 있다. 본 연구에서는 유동해석의 Primary break-up에 LISA모형을 사용하였기 때문에 노즐에서 최초로 분사되는 상태에서는 일정한 두께를 가지는 유체필름이 고깔(Cone)모양을 가지게 되고 이 유체 필름이 분열하며, 워터미스트가 생성되게 된다. Fig. 4-11에서 알 수 있듯이 분사이후 0.03초가 지난이후에는 워터미스트 밴드의 두께(워터미스트 그룹의 바깥반지름에서 안쪽 반지름을 뺀 값)가 매우 작지만, 분사이후 0.5초가 지난 이후에는 워터미스트 밴드의 두께가 상대적으로 두꺼워진다는 것을 확인할 수 있다. 또한 분사압력이 50 bar인 경우에는 분사압력이 100 bar인 경우에 비해 워터미스트 밴드의 두께가 훨씬 두껍고 바깥지름이 훨씬 크다는 것을 알 수 있는데, 동일한 분사각도를 조건으로 계산한 결과에서 동일한 분산시간이 지난 이후에 워터미스트 밴드의 두께가 두껍고 바깥지름이 크다는 것은 그만큼 워터미스트가 많이 분산되었다는 것을 의미하고, 이는 분사압력이 낮은 경우에는 워터미스트가 가지는 관성력이 그만큼 작아지기 때문인 것으로 판단된다.

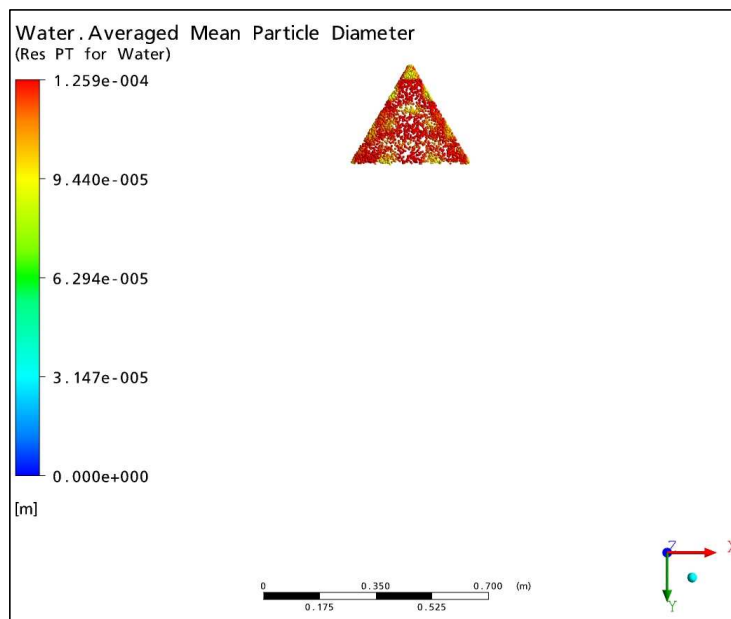
또한 Fig. 4-11에서 분사이후 0.5초의 경우에 분사압력이 50 bar인 경우와 100 bar인 경우를 비교해 보면, 분사압력이 100 bar인 경우에는 상당한 거의 대부분의 워터미스트들이 관성력을 유지하며 거의 직선에 가까운 유동을 하고 있지만, 분사압력이 50 bar인 경우에는 많은 워터미스트들이 관성력의 부족으로 유동방향이 흐트러지고 있음을 확인할 수 있다.

결론적으로 워터미스트노즐에서의 분사압력을 높이면, 분사된 워터미스트들의 전체 표면적이 크게 증가하고, 워터미스트가 분사될 때 가지는 관성력의 증가로 인해 화염으로 빠르게 이동한다는 것을 확인하였다. 따라서 워터미스트의 분사압력을 높이면 상대적으로 뛰어난 소화성능을 가질 수 있다는 것을 알 수 있었다.

참고로 Fig. 4-8에서 분사이후 0.9초 이후가 되면 과도미세 워터미스트가 급격하게 큰 직경을 가지는 워터미스트로 변화하는 것을 확인할 수 있는데, 이는 너무나도 미세하고 분열되어 관성력을 거의 잃은 워터미스트들이 아주 느린 속도로 중력에 의해 자유낙하 하는 과정에서 서로 병합되면서 나타나는 현상이다. 다만, 워터미스트 유동해석에서는 분열과 병합에 대해 일정한 함수로서 계산하게 되는데, 병합의 경우에는 격자 내부에 존재하는 워터미스트들이 서로 접촉 또는 충돌할 확률을 계산하여 병합여부를 판별하게 된다. 이때 과도미세 워터미스트가 많이 존재하는 영역의 격자 내부에는 매우 많은 워터미스트들이 존재하게 되고 워터미스트들이 매우 많은 경우에는 워터미스트들이 접촉 또는 충돌할 확률이 높아지게 되어, 매우 많은 워터미스트들이 병합되는 것으로 계산되기 때문인 것으로 판단된다.

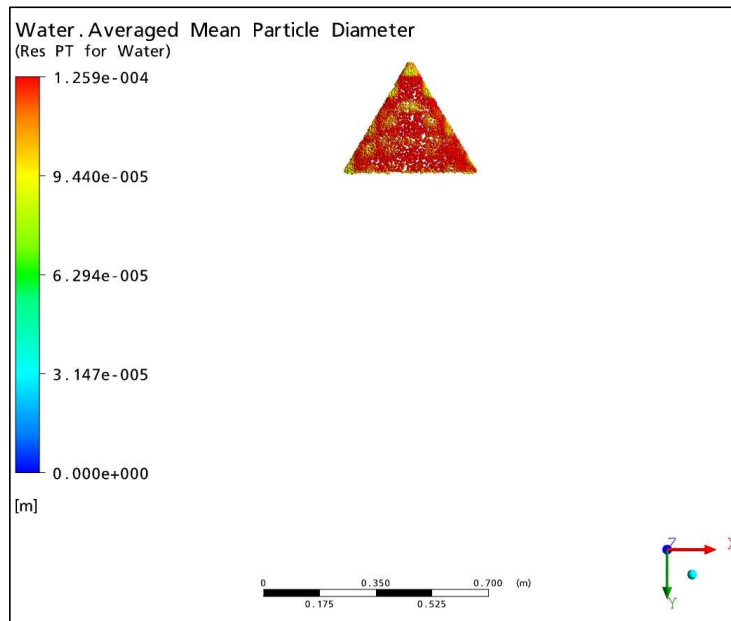


Time: 0.01sec after discharge, discharge pressure: 50bar

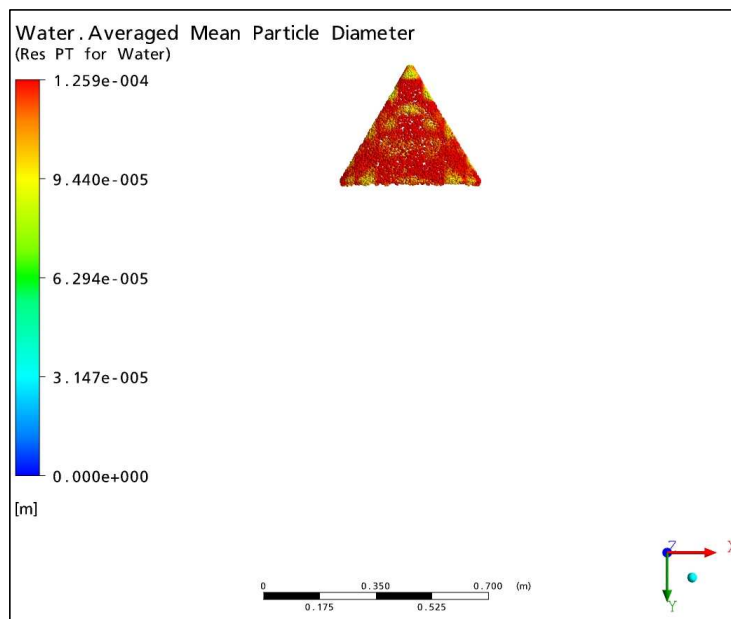


Time: 0.02sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter(continued)

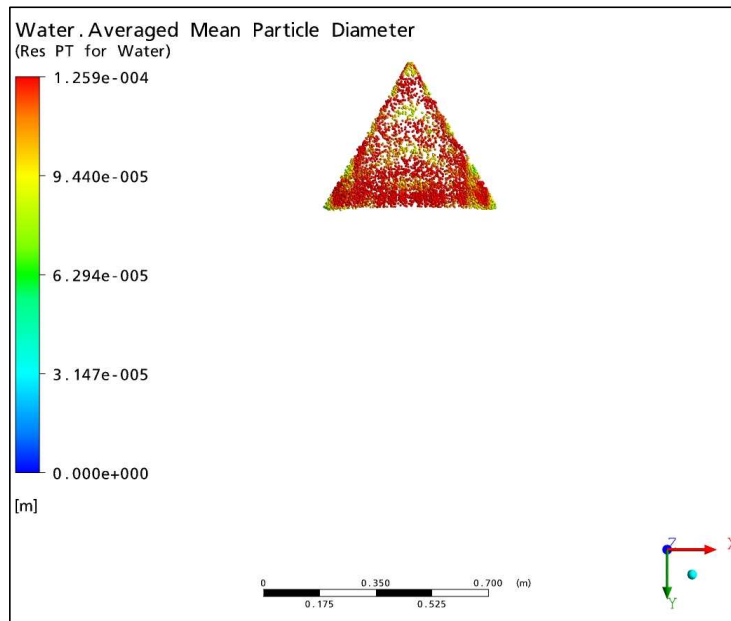


Time: 0.03sec after discharge, discharge pressure: 50bar

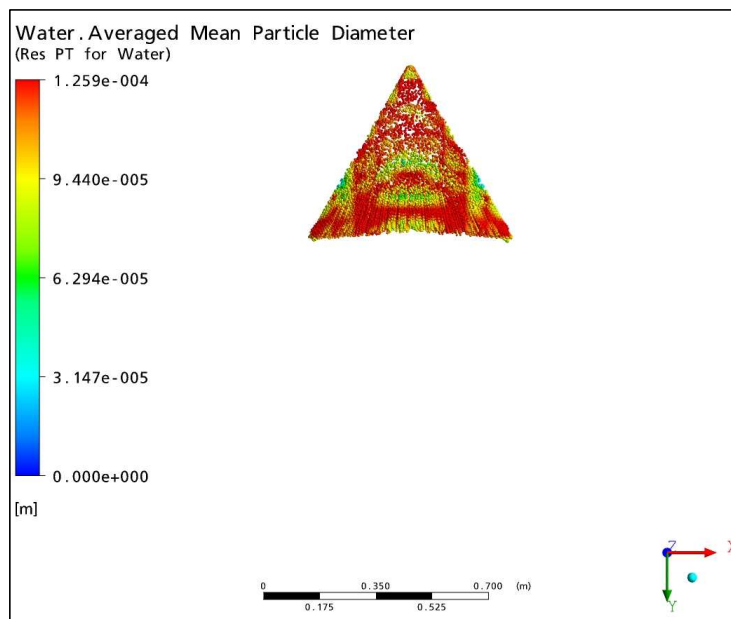


Time: 0.04sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter(continued)

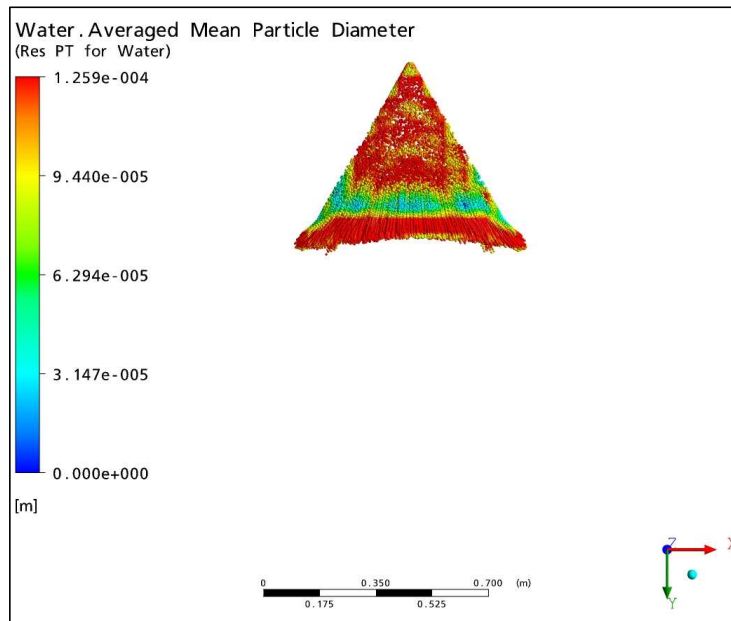


Time: 0.1sec after discharge, discharge pressure: 50bar

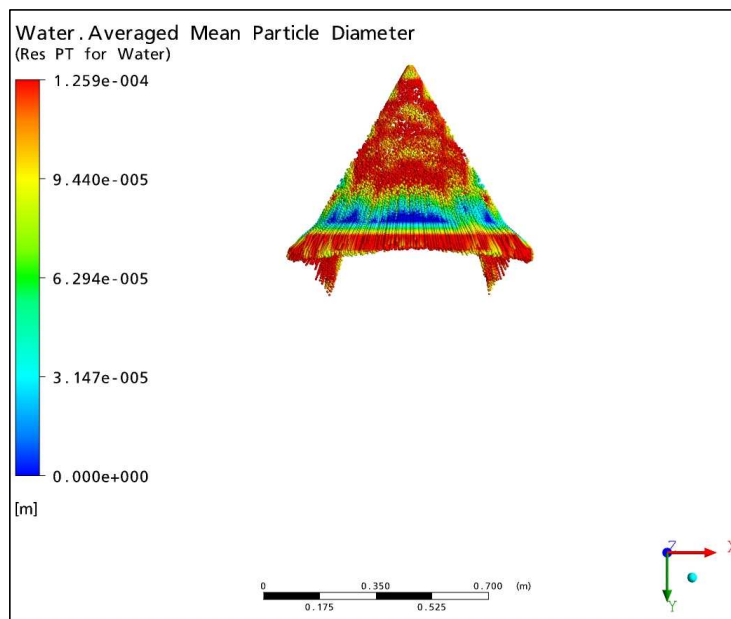


Time: 0.2sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter(continued)

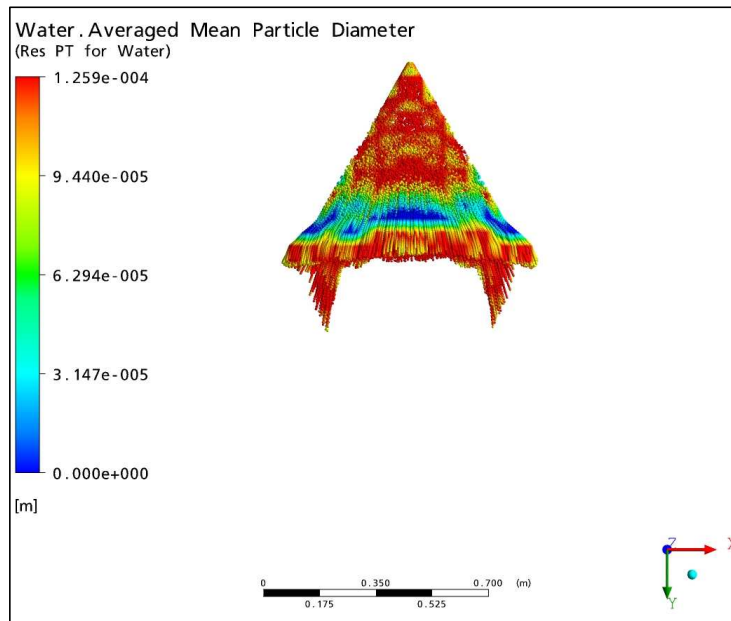


Time: 0.3sec after discharge, discharge pressure: 50bar

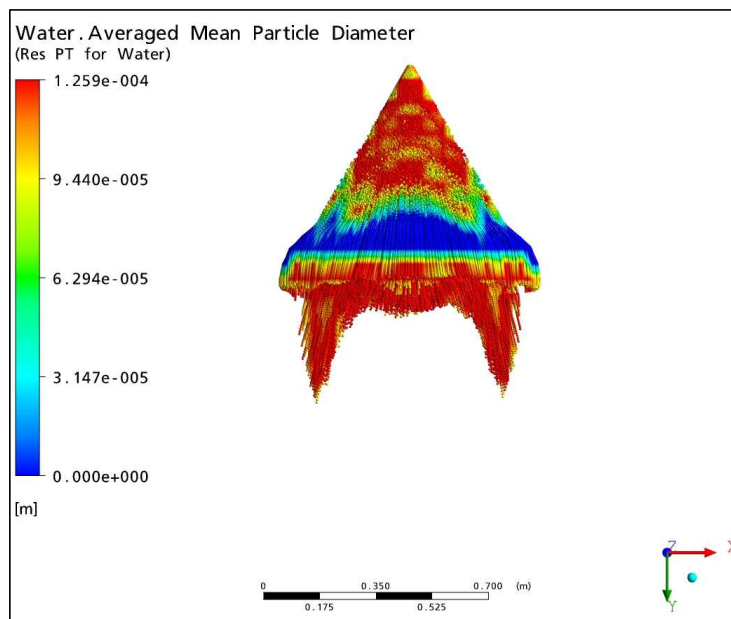


Time: 0.4sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter(continued)

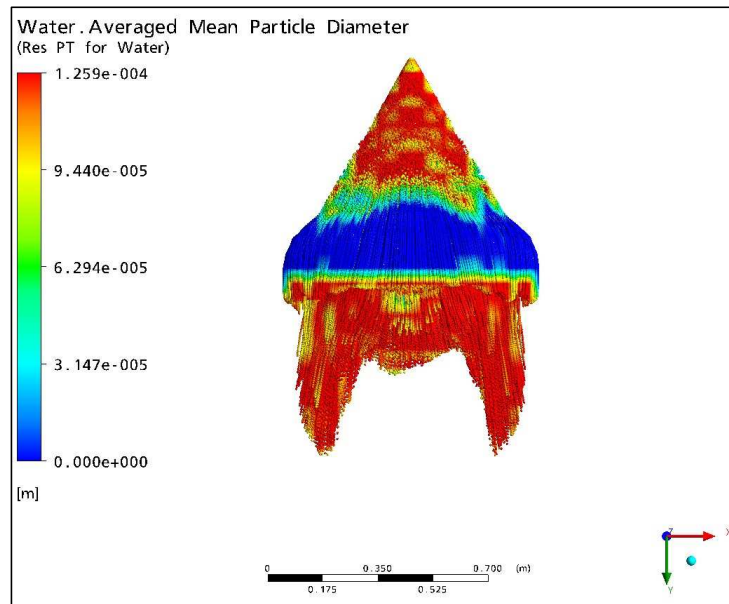


Time: 0.5sec after discharge, discharge pressure: 50bar

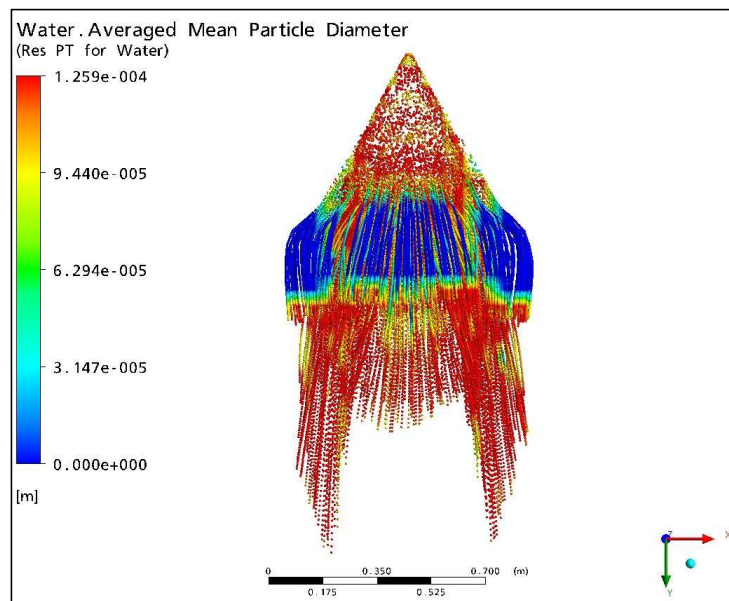


Time: 0.7sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter(continued)

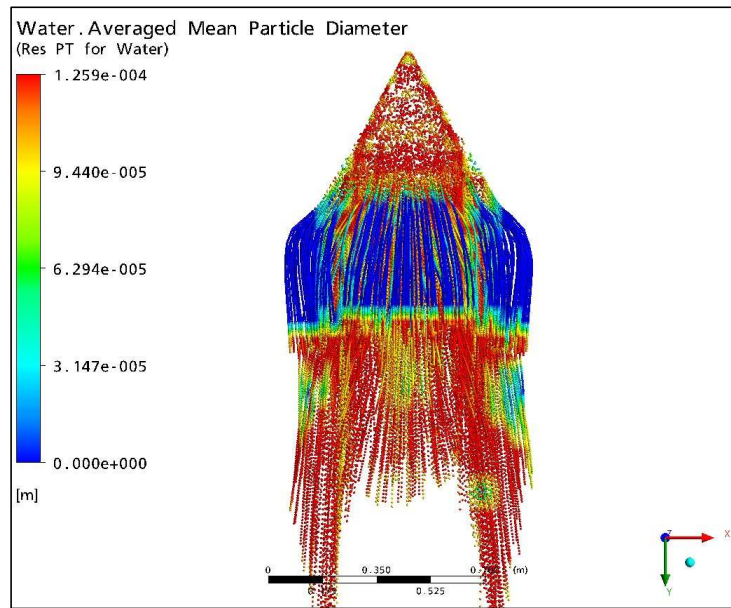


Time: 0.9sec after discharge, discharge pressure: 50bar

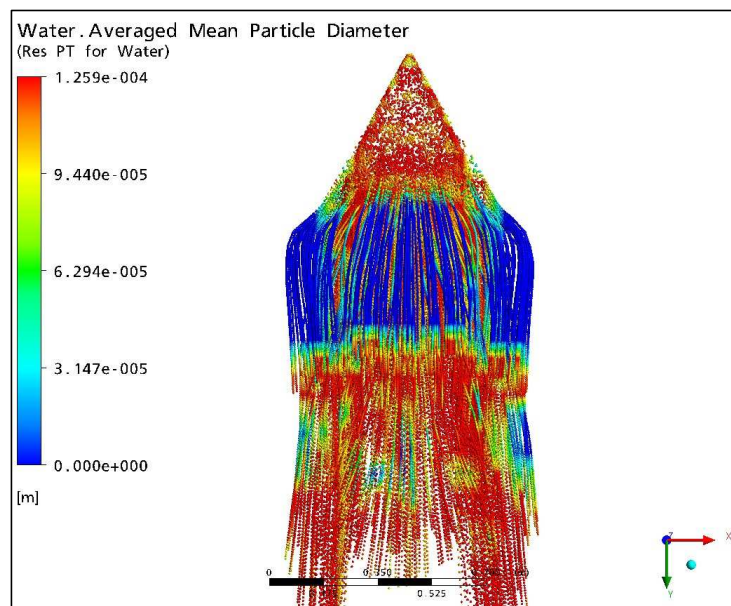


Time: 1.1sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter(continued)

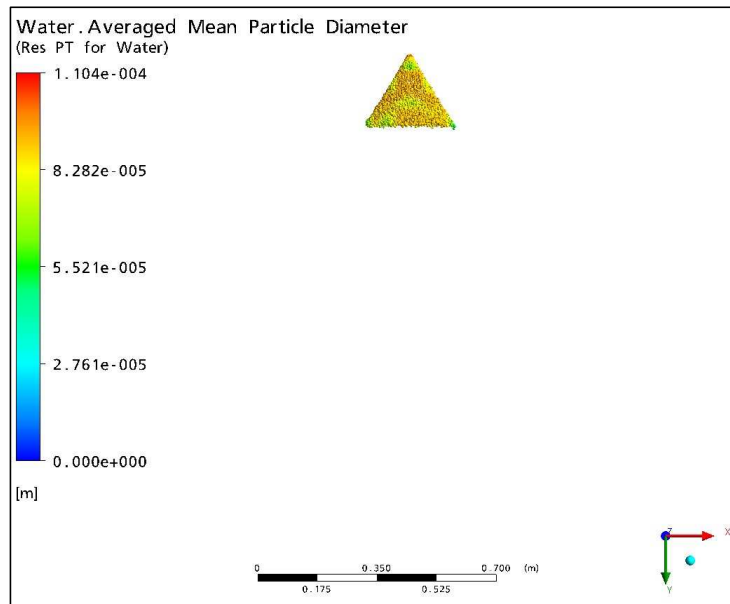


Time: 1.3sec after discharge, discharge pressure: 50bar

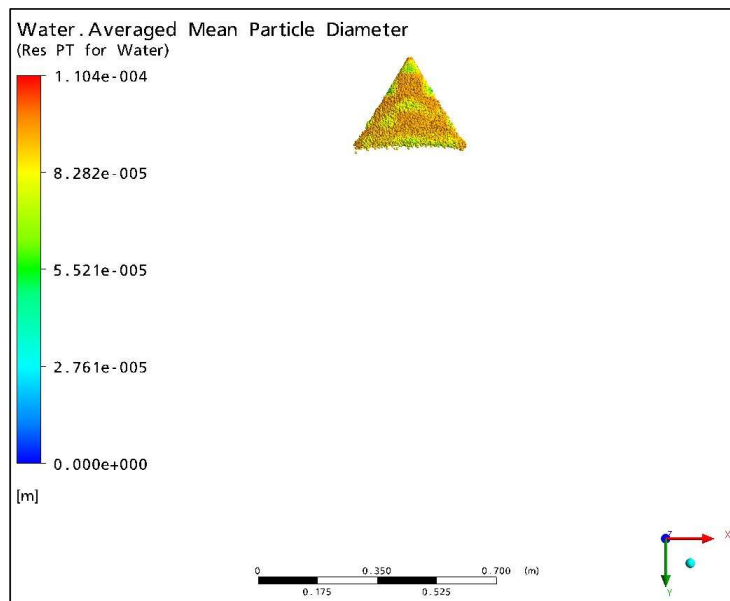


Time: 1.5sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-8 Variation of water mists diameter

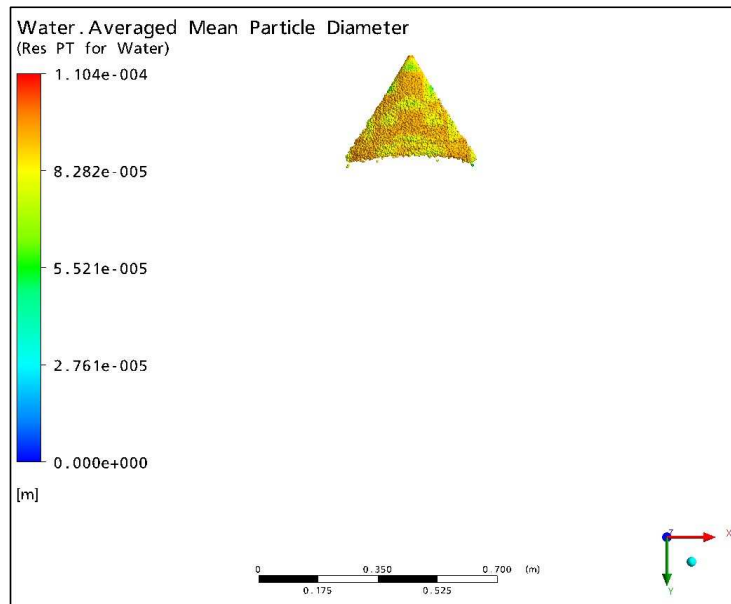


Time: 0.01sec after discharge, discharge pressure: 100bar

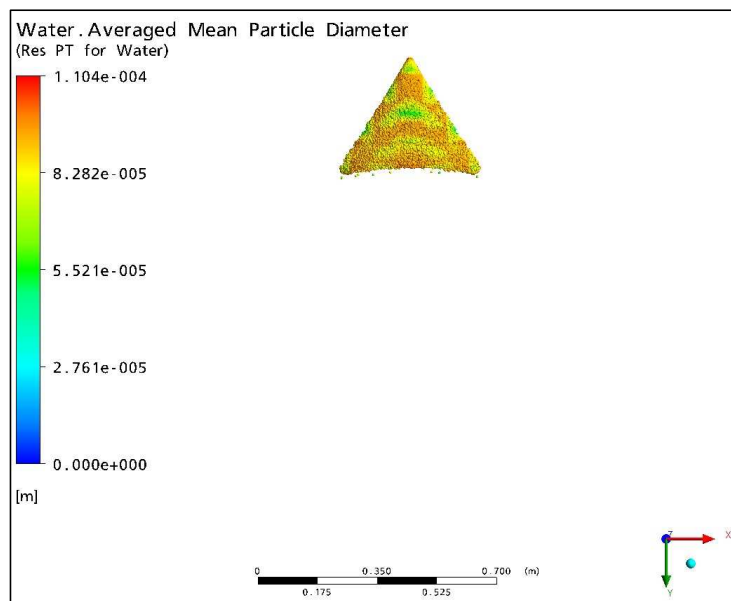


Time: 0.02sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter(continued)

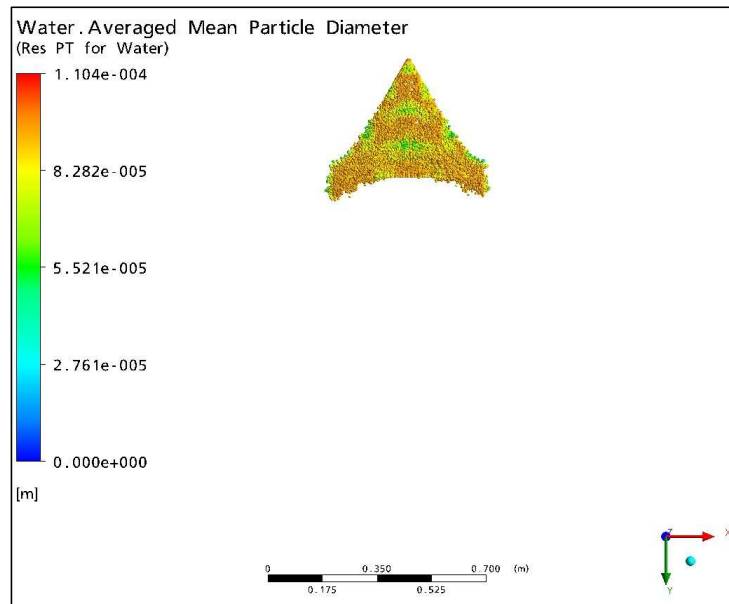


Time: 0.03sec after discharge, discharge pressure: 100bar

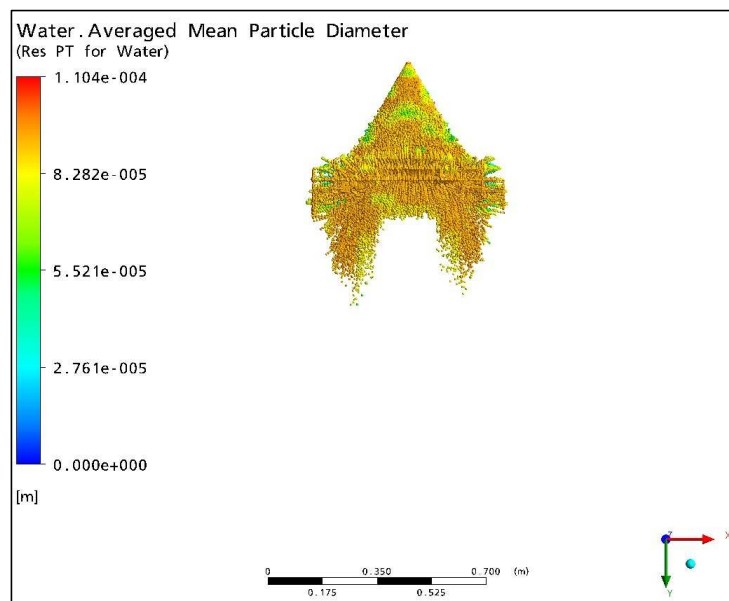


Time: 0.04sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter(continued)

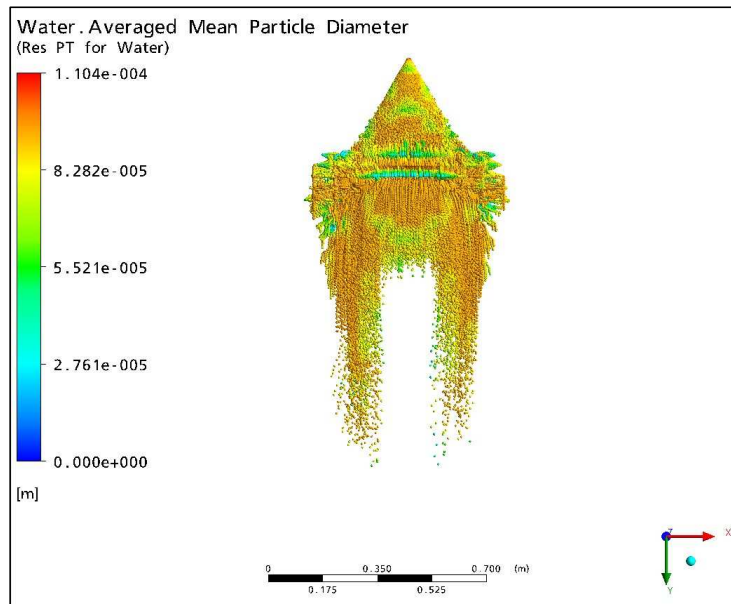


Time: 0.1sec after discharge, discharge pressure: 100bar

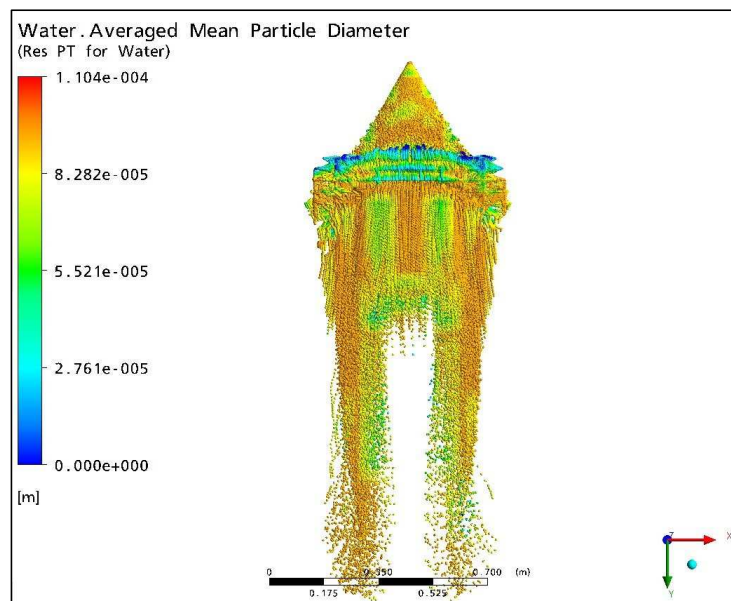


Time: 0.2sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter(continued)

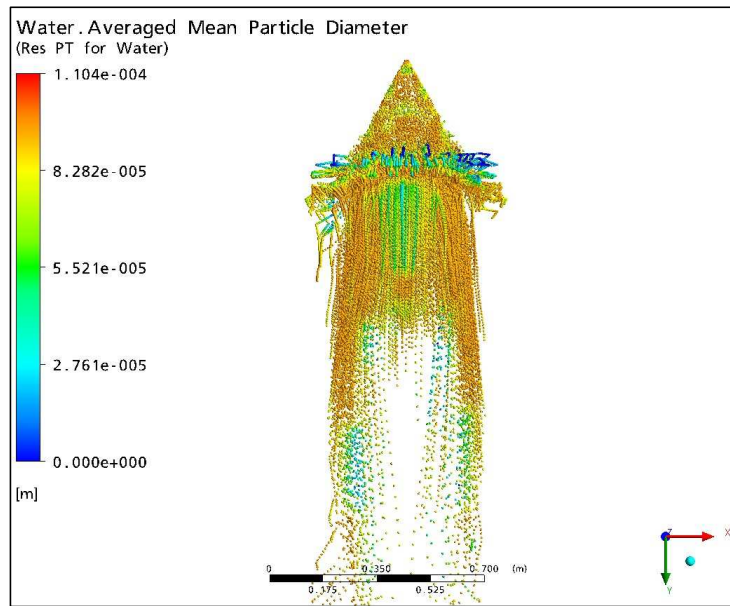


Time: 0.3sec after discharge, discharge pressure: 100bar

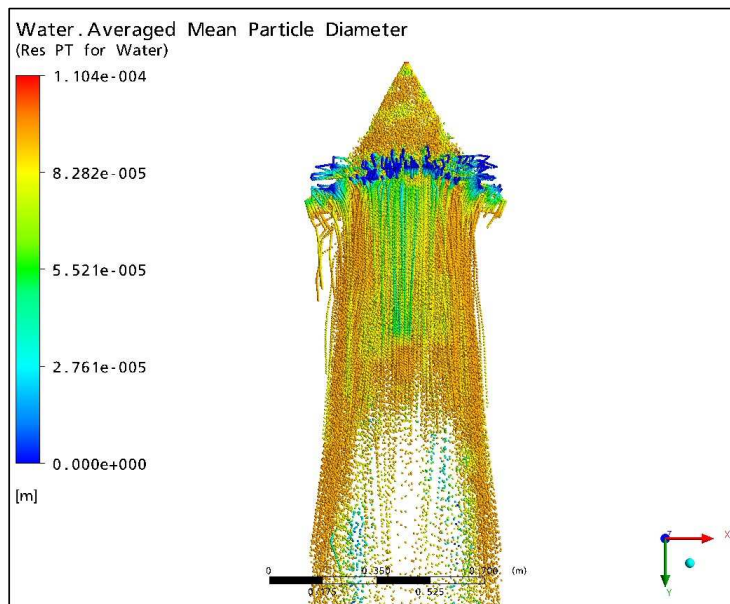


Time: 0.4sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter(continued)

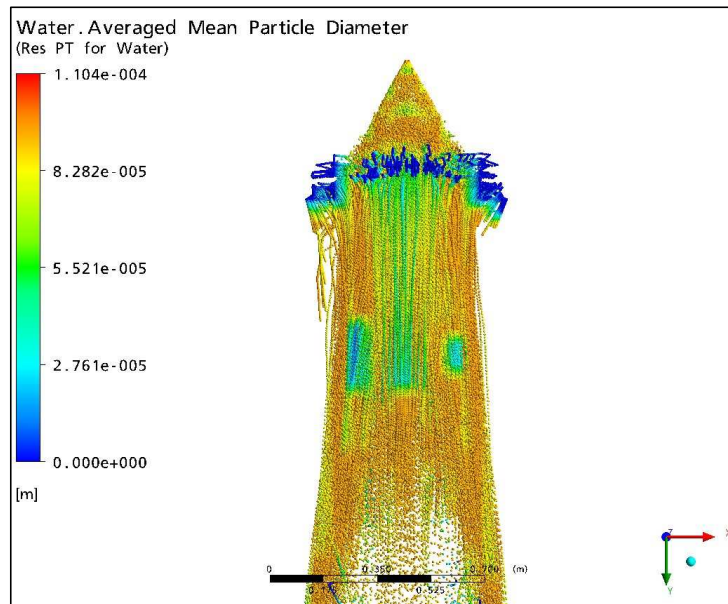


Time: 0.5sec after discharge, discharge pressure: 100bar

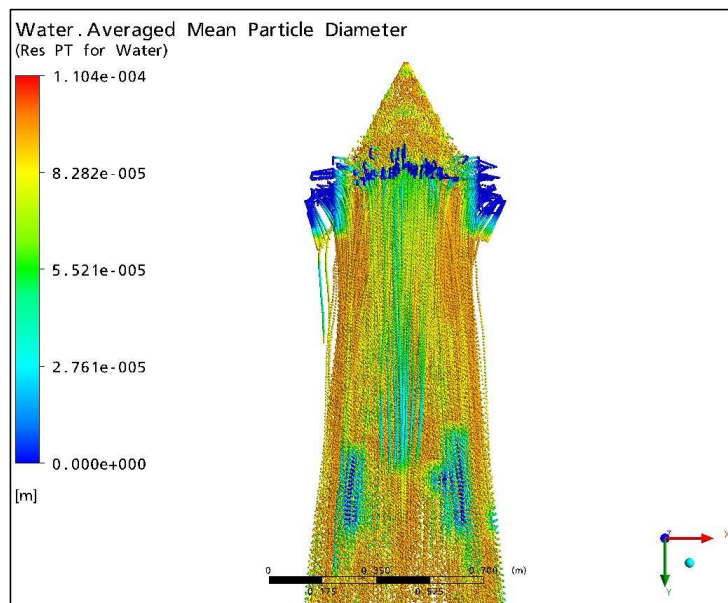


Time: 0.7sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter(continued)

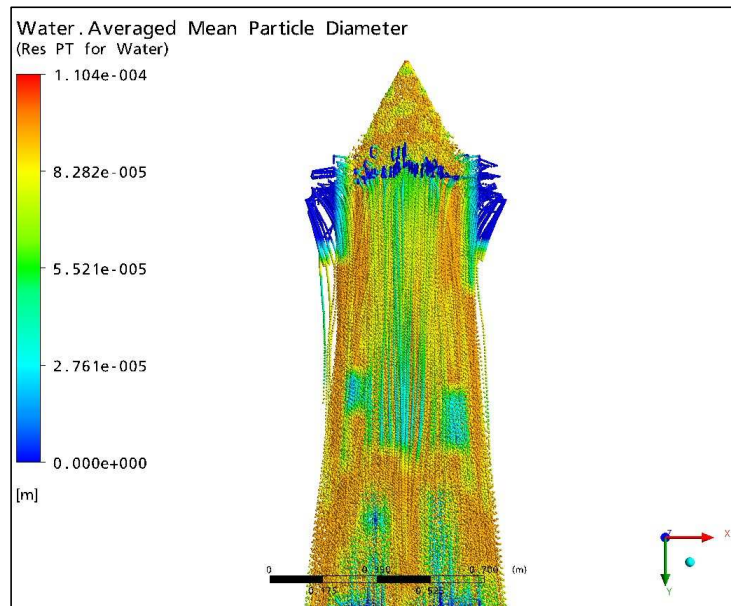


Time: 0.9sec after discharge, discharge pressure: 100bar

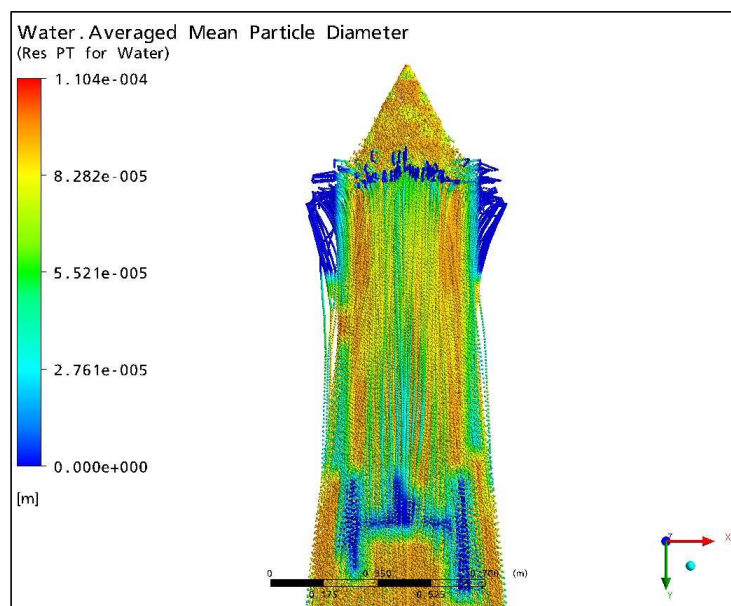


Time: 1.1sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter(continued)



Time: 1.3sec after discharge, discharge pressure: 100bar



Time: 1.5sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-9 Variation of water mists diameter

Table 4-2 Maximum diameter of water mist versus discharge pressure

Discharge Pressure (bar)	Max. diameter of water mist (mm)
50	0.1259
100	0.1104

Table 4-3 Total surface area discharged water mists versus discharge pressure

	Discharge Pressure	
	50bar	100 bar
Flow rate(m ³ /sec)	0.0253	0.0357
Maximum diameter of water mist(mm)	0.1259	0.1104
Volume of one water mist(m ³)	1.045×10^{-12}	7.045×10^{-13}
Surface area of one water mist(m ²)	4.980×10^{-8}	3.829×10^{-8}
Number of discharged water mists during 1 second	2.417×10^{10}	5.069×10^{10}
Total surface area of discharged water mists during 1 second(m ²)	1203.518	1940.994

Table 4-4 Maximum traveling distance of water mists

Time (sec)	Maximum traveling distance of water mist(m)	
	Discharge Pressure: 50 bar	Discharge Pressure: 100 bar
0.01	0.2785	0.2490
0.02	0.3508	0.2821
0.03	0.4304	0.3176
0.1	0.5607	0.4323
0.2	0.6706	0.4852
0.3	0.7210	0.5322
0.4	0.7675	0.6178
0.5	0.9124	0.8195
0.6	1.028	1.062
0.7	1.093	1.406
0.9	1.337	2.261
1.1	1.680	3.134
1.3	2.138	3.528
1.5	2.653	3.804

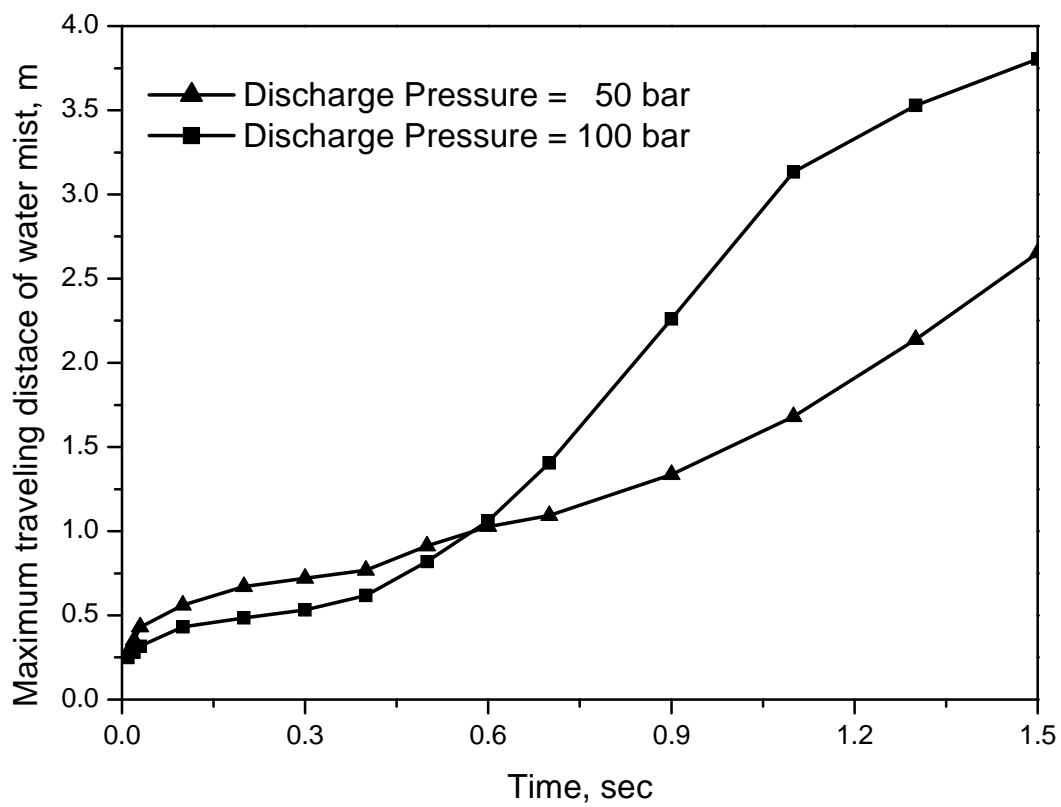
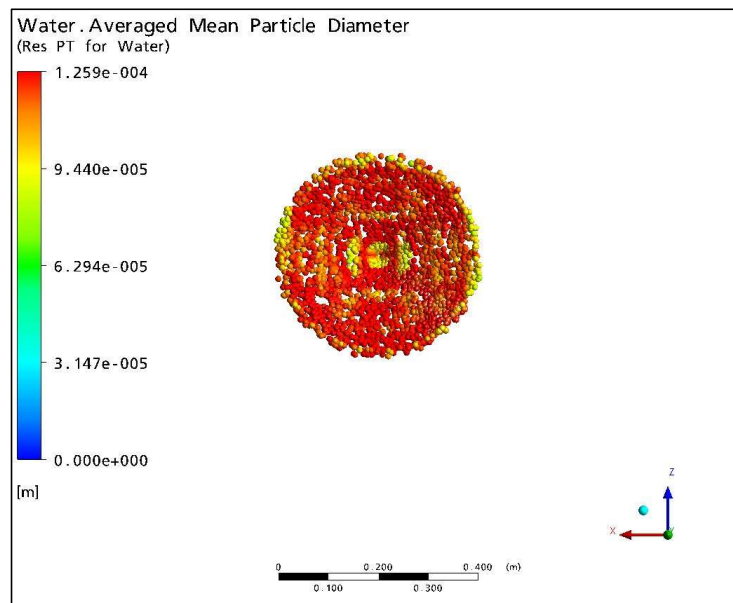
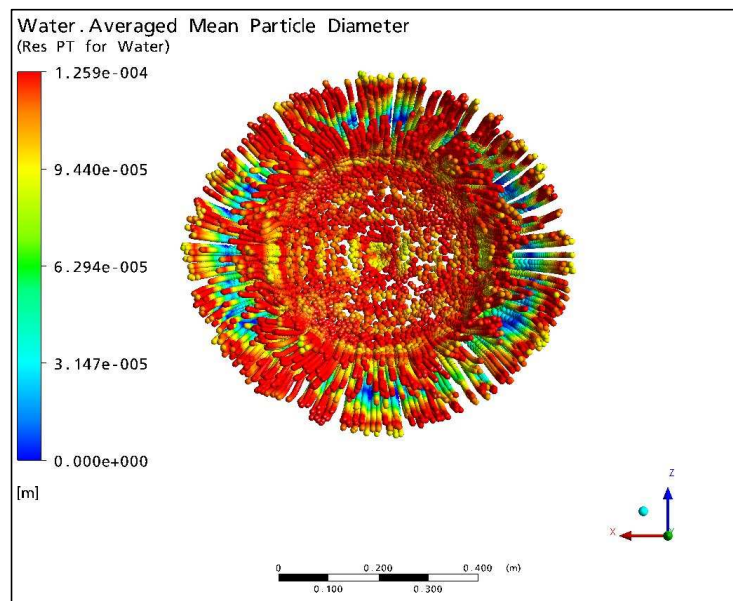


Fig. 4-11 Maximum traveling distance of water mist versus discharge pressure

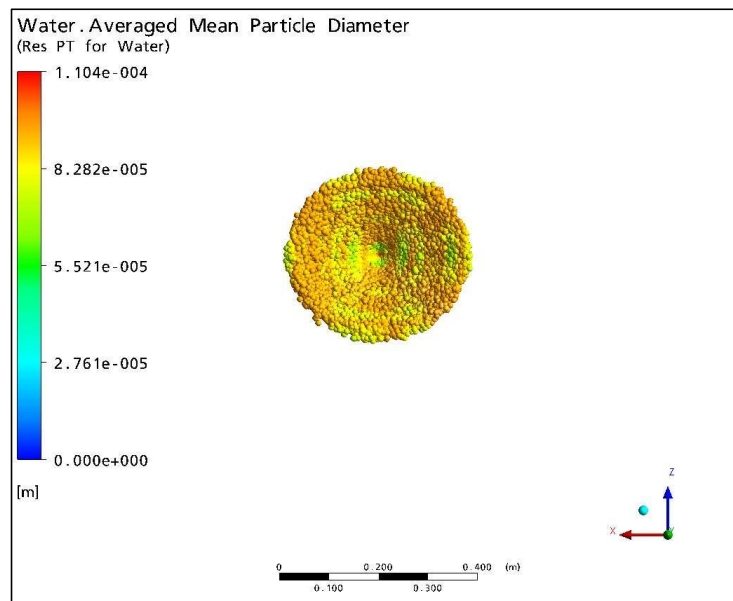


Time: 0.03sec after discharge, discharge pressure: 50bar

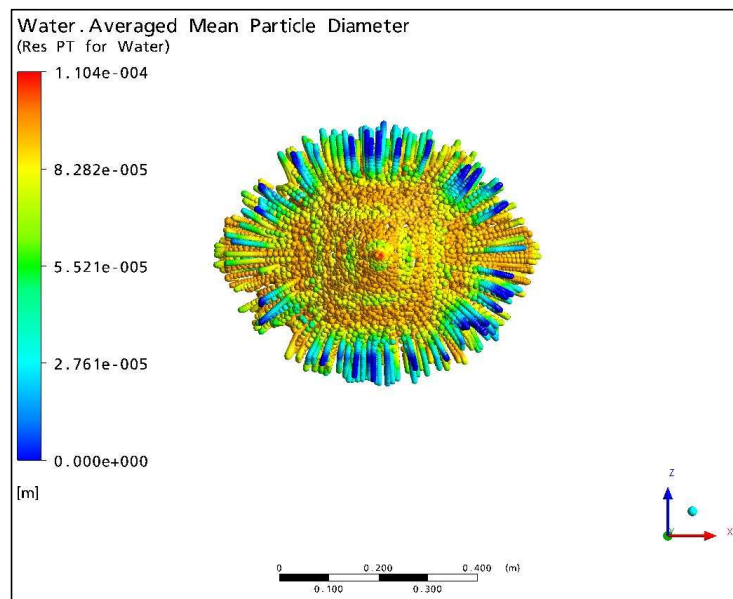


Time: 0.5sec after discharge, discharge pressure: 50bar

Fig. 4-11 Variation of water mists diameter, bottom view(continued)



Time: 0.03sec after discharge, discharge pressure: 100bar



Time: 0.5sec after discharge, discharge pressure: 100bar

Fig. 4-11 Variation of water mists diameter, bottom view

4.5 계측 결과와의 비교

본 연구에서 실시한 워터미스트 노즐의 유동해석 결과의 객관성을 확보하기 위해서 기존의 워터미스트 직경 계측결과와 비교하여 보았다.

워터미스트와 관련된 계측의 주 관점은 워터미스트의 직경을 계측하는 것이다. 물론 워터미스트의 직경 이외에도 워터미스트의 속도, 워터미스트의 분포 밀도 등의 계측도 이뤄지지만, 이는 워터미스트 직경 계측의 보조자료로서 활용되는 것이 일반적이다. 워터미스트의 속도는 워터미스트의 직경에 따라 달라지고, 워터미스트의 분포밀도는 특별한 경우를 제외하고는 대부분 크게 문제가 되지 않기 때문이다.

워터미스트 직경 계측의 결과는 평균직경(Mean Diameter)과 대표직경(Representative Diameter)으로 나타나게 된다. 최소직경과 최대직경을 계측하는 것도 중요하지만, 최소직경과 최대직경 보다는 전체적인 평균직경과 대표직경이 워터미스트의 소화성능을 간접적으로 확인하는데 더 유용하기 때문이다.

워터미스트가 노즐로부터 분사되면 직경이 거의 0에 가까운 워터미스트부터 최대직경의 워터미스트까지 다양한 크기를 가지는 워터미스트가 존재하게 되며, 이러한 워터미스트들이 어떠한 분포를 가지느냐에 따라 소화성능이 많이 달라질 것이다. 예를 들어 워터미스트의 최소 직경과 최대직경이 각각 0mm와 0.2mm 라고 할 때, 0.01mm 단위로 워터미스트의 직경분포를 구했을때, 0mm 부터 0.2mm까지 균일한 분포를 가지는 경우와 90%의 워터미스트가 0.1mm에서 0.12mm 사이의 구간에서 존재하는 경우를 비교한다면 쉽게 이해할 수 있

다. 전자의 경우에는 과도미세워터미스트의 수가 증가하고 상대적으로 큰 직경을 가지는 워터미스트의 수가 증가하여, 후자의 경우에 비해 소화성능이 떨어질 가능성이 높다. 이러한 이유로 워터미스트의 직경계측은 대표직경과 평균직경을 통해 워터미스트의 전체적인 크기와 분포를 표현하는 것이다.

물론 모든 워터미스트 직경계측에 대해 분포를 조사하기는 어려우며 이러한 분포조사가 무의미한 경우가 많기 때문에 대부분 분포함수를 이용한다. 분포함수는 수학적 분포함수와 경험적 분포함수가 사용되는데, 경험적 분포함수는 미립화 기구나 분사 특성을 고려하여 결정한 것으로 다양한 형태가 있지만 대표적으로 Nukiyama-Tanasawa 분포함수, Rosin-Rammler 분포함수 및 Upper-Limit 분포함수 등이 있으며, 액적 체적의 누적분율을 입자크기의 함수로 표현한 Rosin-Rammler 분포함수가 가장 널리 사용된다.[37]

대표직경은 체적누적분율을 이용한 D_{vf} 값을 사용한다. D_{vf} 값은 워터미스트를 최소직경부터 분류했을 때, 전체 체적의 f 분율이 되는 워터미스트의 직경을 나타내는 것이다. 즉, $D_{v0.1}$ 와 $D_{v0.9}$ 는 최소직경의 워터미스트부터 체적을 누적해 나갈 때, 누적 체적이 각각 10%와 90%에 도달하게 되는 직경을 나타내는 것이다. 자주 사용되는 D_{vf} 값은 $D_{v0.1}$, $D_{v0.5}$, $D_{v0.632}$, $D_{v0.9}$ 및 $D_{v0.999}$ 이며, $D_{v0.999}$ 는 최대직경을 의미한다.

평균직경의 산출에는 분포함수로부터 유도되는 식 (4-14)를 일반적으로 사용한다.

$$\bar{d}_{qp}^{q-p} = \frac{\sum(d^q \Delta n)}{\sum(d^p \Delta n)} \quad (4-14)$$

여기서, \bar{d} : 워터미스트의 평균직경

d : Δn 에 해당하는 워터미스트의 직경

Δn : 액적수의 비율, $\Delta N/N$

ΔN : 해당 직경 구간에서의 워터미스트의 수

N : 전체 워터미스트의 수

식(4-14)에서 q 와 p 를 조합하면 다양한 형태의 평균직경을 정의할 수 있는데, 워터미스트의 경우에는 물질전달과 화학반응을 잘 나타내 주는 q 와 p 가 각각 3과 2인 경우를 주로 사용하며 이를 Sauter 평균직경 (Sauter Mean Diameter, SMD)라고 한다.[38]

Fig. 4-12와 Fig. 4-13은 본 연구에서 워터미스트 유동해석에 사용된 Fig. 4-2, Fig. 4-3 및 Fig. 4-4에 나타난 워터미스트 노즐에 대한 직경계측에 대한 연구[39]에 사용된 실험장치와 PIV계측 장비의 일반사항을 나타낸 것이며, Fig. 4-14와 Fig. 4-15는 PIV로 계측된 워터미스트와 워터미스트의 속도분포를 해석한 결과를 나타낸 것이다. 또한 Fig. 4-16과 Table 4-5는 상기 연구에서 워터미스트의 직경을 계측한 지점과 계측한 결과를 나타낸 것이다.

또한 Fig. 4-17과 Fig. 4-18은 Hollow Cone 형식의 노즐의 조립도와 부품을 나타낸 것으로서 Fig. 4-17과 Fig. 4-18로 나타낸 노즐에 대한 직경계측의 결과는 Table 4-6과 같다.[40]

Table 4-5와 Table 4-6에서 알 수 있듯이 SMD와 Dv0.9는 상당한 차이를 가진다는 것을 알 수 있다. 즉, 노즐로부터 분사된 워터미스트 중에서 많은 수의 워터미스트는 SMD와 비슷한 직경을 가지지만, 매우 작은 직경을 가지는 워터미스트와 상대적으로 큰 직경을 가지는 워터미스트가 상당부분 존재한다는 것을 의미한다. 물론 Table 4-5와 Table 4-6의 연구결과가 최대직경인 Dv0.999에 대한 내용을 포함하고 있다면 본 연구의 유동해석결과와 직접적으로 비교가 가능하겠지만, SMD와 Dv0.9 만이 제시되어 있어 이 결과와 유동해석 결과를 비교하여 보아야 한다.

Table 4-2에 나타낸 바와 같이, 분사압력이 각각 50bar와 100bar인 경우에 유동해석으로 확인된 워터미스트의 최대직경은 각각 0.1259mm와 0.1104mm이며, 동일한 노즐에서 분사압력이 50bar인 경우의 실측값의 Dv0.9는 중앙부에서 0.14846mm, 반폭(b/2)에서는 0.20312mm이다. 이를 유동해석 결과와 비교해보면, 중앙부에 대해서는 약 18%, 반폭에 대해서는 약 60% 정도의 차이를 가진다. 또한 Table 4-6은 Table 4-5의 분사압력보다 높은 80bar의 분사압력에 대한 계측결과로서 Dv0.9의 중심부에 대한 평균값이 0.12347mm이다.

계측결과에서 Dv0.9의 값이 유동해석 결과로 얻어진 워터미스트의 최대직경 즉, Dv0.999보다 비슷하거나 크게 나타난다는 것은 실제 워터미스트의 최대직경은 유동해석으로 얻어진 워터미스트의 최대직경보다 훨씬 크다는 것을 의미한다. 실측된 Dv0.999의 값이 없기 때문에 직접적인 비교는 힘들지만 실측된 워터미스트의 최대직경은 유동해석으로 얻어진 워터미스트의 최대직경에 비해 최소 50% 이상 클 것으로 예상된다.

실제 계측결과와 유동해석의 결과가 이러한 차이를 보이는 것은 유동해석의 조건이 실제 워터미스트 계측과 다르기 때문인 것으로 판단된다.

워터미스트의 크기는 워터미스트의 표면장력, 점성 및 주위 공기유동간의 복잡한 유동현상으로 결정되게 되는데, 유동해석에서는 순수한 물이 무풍공기조건(Still Air Condition)으로 분사되어 워터미스트가 생성된다는 조건으로 해석을 수행하게 된다. 하지만, 실제 워터미스트 직경 계측에 사용되는 물은 여러 가지 불순물을 포함하고 있기 때문에 표면장력과 점성이 유동해석에 사용된 순수한 물보다 클 것이며, 워터미스트가 분사되는 공기의 조건도 여러 가지 먼지 등으로 인해 유동해석의 조건과 다르기 때문이다. 또한 유동해석은 하나의 오리피스에 대해서만 이뤄졌지만, 실제 워터미스트 직경계측은 여러 개의 오리피스를 가지는 워터미스트노즐을 사용하므로, 각 오리피스에서 분사된 워터미스트 중에서 외부에 존재하는 워터미스트 들은 다른 오리피스에서 분사된 워터미스트와 서로 간섭을 받게 되면서 충돌, 병합 등의 현상이 발생하게 되며, 이러한 환경에서 큰 직경을 가지는 워터미스트가 발생될 것으로 판단된다.

따라서 Table 4-5와 Table 4-6의 계측 결과와 유동해석의 결과를 비교해 볼 때, 전체적으로 많은 오차를 가지고 있지만, 정성적인 워터미스트 직경의 변화에서는 일치하는 것을 확인할 수 있다.



Fig. 4-12 General arrangement for PIV measurement

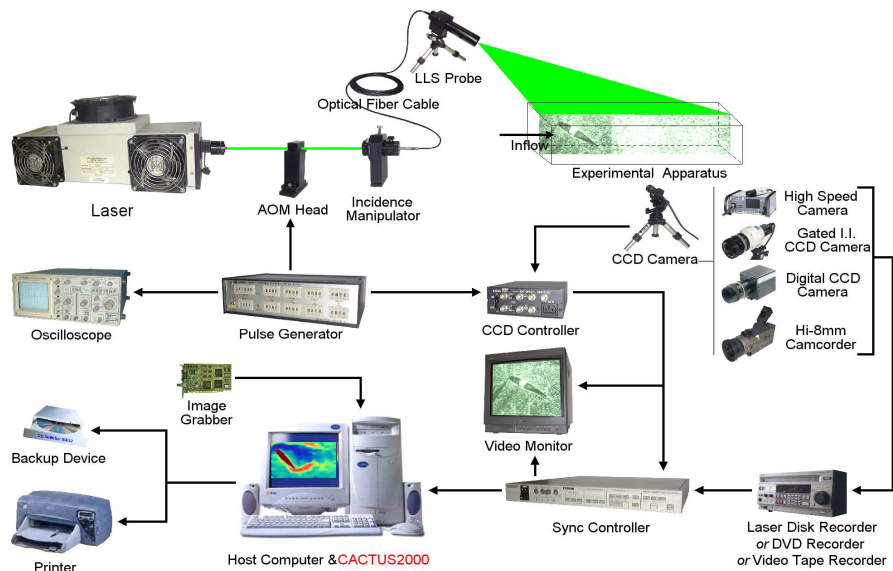


Fig. 4-13 Typical flow chart for PIV measurement

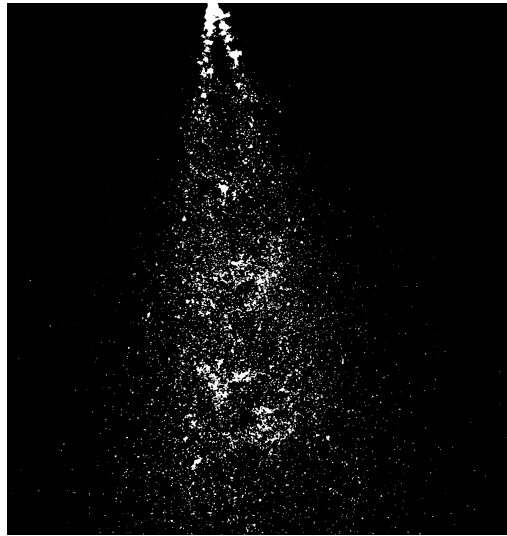


Fig. 4-14 Discharged water mists

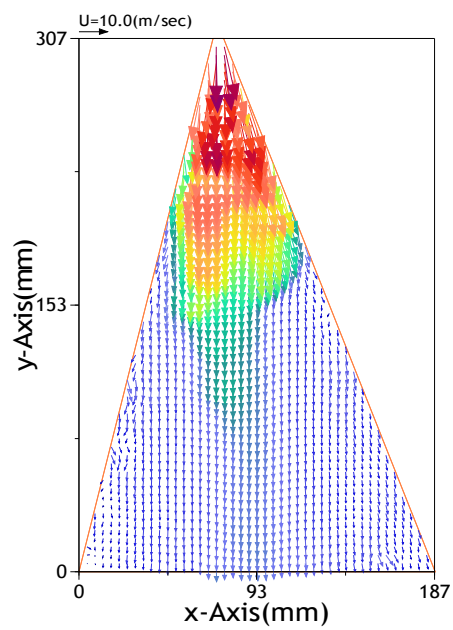


Fig. 4-15 The analysis result by PIV Measurement

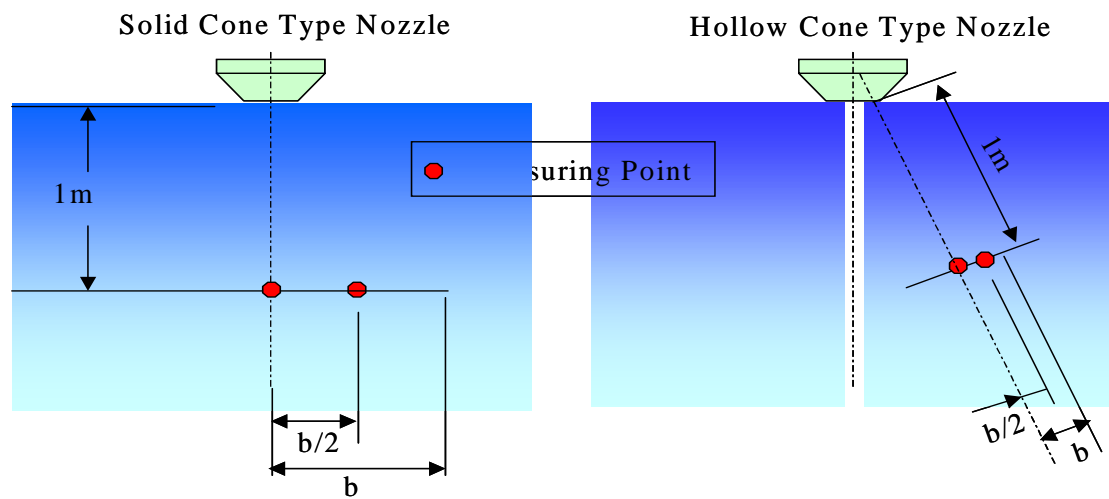


Fig. 4-16 Measuring point of diameter of water mists

Table 4-5 Results of PIV measurement

Position	Spray Pressure (bar)	Spray Angle	SMD (μm)	Dv0.9 (μm)
center	50	110°	49.58	148.46
b/2	50	110°	55.25	203.12

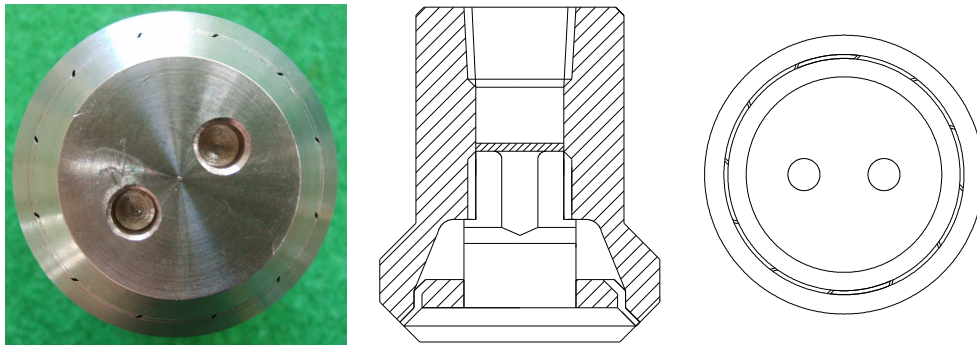


Fig. 4-17 Water mist nozzle(hollow cone Type)

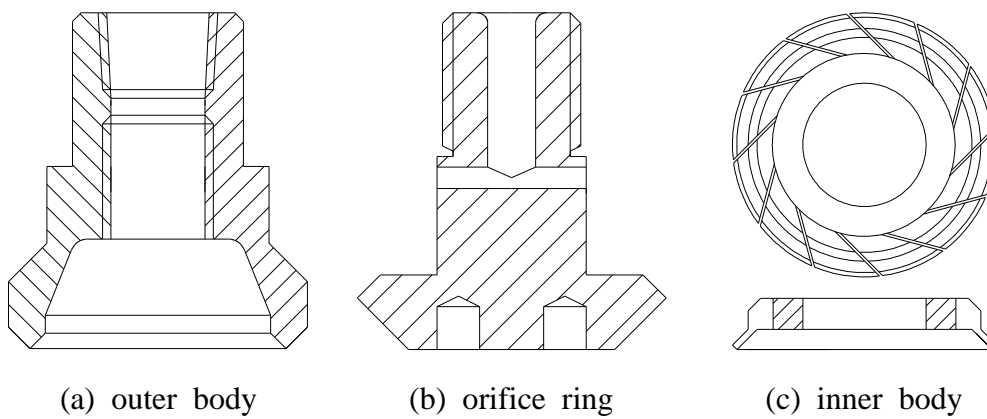


Fig. 4-18 Components of Water mist nozzle in Fig. 4-23

Table 4-6 Water mist diameters measured at 1m under the nozzle

Nozzle	Disch. Press. (bar)	Position	Velocity (m/s)	SMD (μm)	Dv0.1 (μm)	Dv0.5 (μm)	Dv0.9 (μm)
#1	80bar	Center	15.50	78.5	53.6	84.5	128.6
		b/2	8.03	73.1	50.7	77.2	115.4
#2		Center	11.61	82.4	58.1	87.4	125.7
		b/2	9.03	74.2	52.2	78.6	115.4
#3		Center	14.47	75.8	52.2	81.6	124.2
		b/2	12.84	74.2	46.3	84.5	131.5
Avg.		Center	11.91	76.37	52.18	82.3	123.47

제 5 장 결 론

본 연구에서는 탄산가스시스템의 대체소화설비로서 사용 범위가 대폭 확대되고, 관련 연구가 활발하게 진행되고 있는 워터미스트시스템의 소화성능 향상을 위해 워터미스트시스템에 적합한 배관망해석 기법을 개발하였으며, 워터미스트 노즐의 형상과 분사압력에 따른 워터미스트의 유동과 워터미스트 크기의 상관관계를 규명하기 위한 유동해석을 실시하였다. 이러한 연구를 통해 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 워터미스트시스템에서 배관에서의 유동에너지손실을 산정한 경우에는 다른 수계소화설비와는 유동형태가 달라지므로 반드시 Darcy-Weisbach식을 사용하여야 한다. 기존에 스프링클러시스템이나 워터스프레이시스템에 주로 사용되는 Hazen-Williams식은 Darcy-Weisbach식에 비해 유동에너지손실을 작게 평가하는 것으로 나타났다. 15A와 200A의 관을 대상으로 레이놀즈수에 따른 압력손실의 차이를 직접적으로 비교해 본 결과 Hazen-Williams식으로 계산된 압력손실이 Darcy-Weisbach식으로 계산된 압력손실에 비해 가장 작은 차이를 나타내는 경우에, Hazen-Williams식으로 계산된 압력손실이 Darcy-Weisbach식으로 계산된 압력손실에 대해 15A관은 81.6%와 200A관은 99.4% 정도로 압력손실을 산정하였으며, 이러한 값은 특정영역의 레이놀즈수에서만 나타나며, 다른 레이놀즈수의 영역에서는 Hazen-Williams식으로 계산된 압력손실이 Darcy-Weisbach식으로 계산된 압력손실에 대해 약 50% ~ 70% 정도로 압력손실을 산정한다는 것을 확인하였다.

(2) 워터미스트시스템에 사용되는 관부착품의 유동에너지손실을 산정하는 경우에는 유동형태의 변화 즉, 레이놀즈수의 변화에 따른 유동에너지손실의 변화를 고려해 줄 수 있도록 반드시 등가길이를 사용하여야 하며, 워터미스트시스템의 관부착품 등가길이 기준으로 널리 사용되고 있는 NFPA Code 750 Table 6-3.6.1의 문제점을 보완하기 위해, 관부착품의 등가길이를 관부착품과 연결되는 관의 내경에 대한 함수로 정의하여, 워터미스트시스템의 관부착품 유동에너지손실 기준으로 적용할 수 있는 관부착품의 등가길이에 대한 기준을 제시하였다.

(3) 기존에 개발되어 있는 Hardy-Cross법과 같은 배관망해석 기법에서는 배관망으로 유입되거나 유출되는 모든 지점에서의 유량을 경계조건으로 결정해줘야 하므로, 워터미스트시스템의 배관망해석에 적용할 수 없다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 새로운 배관망해석 기법인 SIS(Section Iterative Scheme)를 개발하였다. SIS를 이용하여 개발된 전산프로그램과 기존에 수계소화설비용으로 사용되고 있는 상용 프로그램과 동일한 입력조건으로 계산하였을 때, 요구되는 펌프의 용량에서 유량은 약 0.103%, 압력은 0.8% 정도의 오차를 나타내었으며, 이를 통해 본 연구에서 개발한 배관망해석 기법인 SIS와 SIS를 이용하여 개발한 배관망해석 프로그램을 검증하였다. 또한 동일한 워터미스트시스템에 대해 압력손실산정식을 Hazen-Williams식과 Darcy-Weisbach식을 이용하여 계산할 결과, 요구되는 펌프의 운전조건에서 유량은 약 13%, 압력은 약 22% 정도

의 차이를 나타낸다는 것을 알 수 있었다.

- (4) 워터미스트노즐에서 분사압력과 분사되는 워터미스트의 직경과의 상관관계를 규명하기 위해 본 연구에서는 오리피스의 직경이 0.8mm인 실제 워터미스트노즐에 대해 분사압력이 각각 50bar인 경우와 100bar인 경우에 대해 CFD를 이용한 유동해석을 수행하였다. 유동해석결과에 따르면, 분사압력이 높아질수록 워터미스트의 직경은 감소하는 경향을 나타냈으며, 분사압력이 100bar인 경우에는 분사압력이 50bar인 경우에 비해 워터미스트의 최대직경이 약 87%인 것으로 나타났으며, 이를 기준으로 워터미스트시스템의 소화성능의 척도인 전체 워터미스트의 전열면적을 계산해보면, 분사압력이 100bar인 경우가 분사압력이 50bar인 경우보다 전열면적이 약 61% 정도 더 큰 것으로 나타났다. 또한 분사압력이 100bar인 경우에는 분사압력이 50bar인 경우에 비해 1.5초 동안의 이동거리가 약 16% 정도가 많아 워터미스트노즐에서 분사된 워터미스트가 더 빨리 화염으로 이동할 수 있는 것으로 나타났다. 이러한 결과로부터 동일한 워터미스트노즐에서도 분사압력을 높일수록 소화성능이 향상된다는 것을 확인하였다.

- (5) PIV를 이용한 실제 워터미스트 노즐의 워터미스트 직경계측결과와 유동해석 결과를 비교해 보았다. 계측결과가 Sauter 평균직경과 $Dv0.9$ 로 표현되어 있고, 유동해석결과는 최대직경으로 표현되어 있기 때문에 직접적인 비교는 할 수 없었지만, 일반적인 경향을 분석해 봤을 때, 최대직경의 관점에서 해석결과와 계측결과는 최소

50%이상의 차이를 보이는 것으로 판단되며, 이는 유동해석의 조건과 실제 계측의 조건이 다르기 때문인 것으로 판단된다. 다만, 계측 결과들과 유동해석의 결과를 비교해 볼 때, 워터미스트 노즐에서의 분사압력과 워터미스트 직경의 정성적인 경향에서는 일치한다는 것을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] IMO FP Sub-Committee, “General cargo ships safety - Russian Federation”, IMO, MSC 82/21/19, 2006
- [2] Russel P. Fleming, “Automatic Sprinkler System Calculations”, “The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering”, 3rd Edition, Sec.4, Ch.3, pp. 4~72, NFPA, 2002
- [3] Z. Liu, A. K. Kim, “A Review of Water Mist Fire Suppression Systems - Fundamental Studies”, Journal of Fire Protection Engineering, Vol.10, No.3, pp. 32~50, 2000
- [4] National Fire Protection Association, “NFPA 750 - Standard on Water Mist Fire Protection Systems”, 2000 Edition, pp. 5, NFPA, 2000
- [5] John J. Titus, “Hydraulic”, “The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering”, 3rd Edition, Sec.4, Ch.2, pp. 4-51~4-52, NFPA, 2002
- [6] Robert E. Solomon, “Automatic Sprinkler Systems Handbook”, 5th Edition, pp. 365~369, NFPA, 1991
- [7] National Fire Protection Association, “NFPA 750 - Standard on Water Mist Fire Protection Systems”, 2000 Edition, pp. 19, NFPA, 2000
- [8] T. J. Casey, “Water and Wastewater Engineering Hydraulics”, pp. 35-40, Oxford University Press., 1992
- [9] IMO FP Sub-Committee, “FP 48/5/2, Interpretations of MSC/Circ.913-Hydraulic calculation standard, Annex 1, Friction Loss of Straight Pipe - the Republic of Korea”, IMO, FP Sub-Committee, 48th

session, Agenda Item 5, 2003

- [10] Mann-Eung Kim, Kyoung-Woo Lee, You-Taek Kim, Young-Ho Lee, “Effectiveness of Friction Loss Calculation Used for Water Mist Fire Extinguishing System on Marine Vessels”, Journal of the Korean Society of Marine Engineers, Vol.29, No.1, pp. 86~97, 2005
- [11] Rolf H. Sabersky, 강창수, 유정열, 조강래 공역, “유체유동”, 개정3판, pp. 170~173, 범한서적주식회사, 1992
- [12] 김춘식, 이영호, 최민선, “유체역학”, pp. 195~203, 효성출판사, 2001
- [13] Frank M. White, 조강래, 유정열, 강신형 공역, “유체역학”, 개정3판, pp. 391~400, 희중당, 1995
- [14] T. J. Casey, “Water and Wastewater Engineering Hydraulics”, pp. 44~50, Oxford University Press, 1992
- [15] ASHRAE, “Pipe Sizing”, Chapter 33 of “ASHRAE Handbook - Fundamentals”, SI Edition, ASHRAE, 1997
- [16] Erwin Fried, I. E. Idelchik, “Flow Resistance”, Taylor & Francis, 1989
- [17] D. S. Miller “Internal Flow Systems”, Gulf Publishing Company, 1990
- [18] IMO FP Sub-Committee, “FP 48/5/2, Interpretations of MSC/Circ.913-Hydraulic calculation standard, Annex 2, Minor Loss of Pipe Fittings and Valves - the Republic of Korea”, IMO, FP Sub-Committee, 48th session, Agenda Item 5, 2003
- [19] T. J. Casey, “Water and Wastewater Engineering Hydraulics”, pp. 62~83, Oxford University Press, 1992
- [20] Ned H. C. Hwang, Robert H. Houghtalen, “Fundamentals of Hydraulic

- Engineering Systems”, 3rd Edition, pp. 82~127, Prentice Hall, 1996
- [21] D. W. Martin and G. Peters, “The application of Newton's method of network analysis by digital computer”, J. Inst. Water Eng. 17, pp. 115~129, 1963
- [22] R. Epp and A. G. Fowler, “Efficient code for steady state flows in networks”, J. of Hyd. Div. ASCE, 96, No. HY1, pp. 43~56, 1970
- [23] D. J. Wood and O. A. Charles, “Hydraulic network analysis using linear theory”, J. Hyd. Div. ASCE, No. HY7, 1157-70, 1972
- [24] 이창식, 김민규, 전원식, 진다시양, “직접 분사식 디젤기관 인젝터의 연료 분무 특성”, 한국자동차공학회논문집, 제9권, 제5호, pp.75~81, 2001
- [25] 송치성, “디젤엔진 연료계통의 유동 및 압력 변동특성에 관한 이론적 연구”, 한국박용기관학회, 제17권, 제3호, pp. 12~23, 1993
- [26] 윤천한, 김경훈, “디젤엔진의 연료분사계가 연소특성에 미치는 영향에 관한 실험적 연구”, 한국박용기관학회지, 제25권, 제6호, pp. 66~71, 2001
- [27] 송치성, “디젤엔진 연료계통의 분사특성에 관한 연구”, 한국박용기관학회, 제17권, 제4호, pp. 49~62, 1993
- [28] 고승우, 고권현, 유홍선, “액적분열을 고려한 미세물분무 화재제어에 대한 수치해석”, 한국철도학회논문집, 제9권, 제6호, pp. 625~629, 2006
- [29] 이창효, 정희택, 최병일, 한용식, 김창, “소화노즐의 분무특성에 대한 설계 변수 영향의 수치해석적 연구”, 한국액체미립화학회지, 제11권, 제4호, pp. 199~204, 2006
- [30] Y. L. Sinai, P. J. Stopford, “CFD modeling of fire supression by water spray: A feasibility study examining a pool fire in a sample enclosure”, 3rd International Water Mist Conference, International Water Mist

Association, 2003

- [31] 정희택, 이창효, 최병일, 한용식, 옥영욱, “미분무수 소화 노즐의 분무 특성 예측을 위한 CFD기법의 적용”, 한국전산유체공학회지, 제11권, 4호, pp. 56~61, 2006
- [32] 김태형, 김정환, 양창조, 오종환, 최장운, “선박용 미분무 소화기노즐 수적 입자경 계측기법 개발”, 2006년도 한국마린엔지니어링학회 전기학술대회 논문집, pp. 307~308, 2006
- [33] 양창조, “분무유동에서 입경 계측기법의 개발”, 한국마린엔지니어링학회, 제31권 제1호, pp. 67~73, 2007
- [34] Myung Bae Kim, Yong Shik Han and Byung Il Choi, “Oxygen depletion during fire extinguishment”, International Water Mist Conference, International Water Mist Association, 2005
- [35] Magnus Arvidson, Tommy Hertzberg, “The VINNOVA water mist research project: An overview of the tests and test results”, 3rd International Water Mist Conference, International Water Mist Association, 2003
- [36] Ragnar Wighus, “Revised IMO test protocol for machinery spaces”, International Water Mist Conference, International Water Mist Association, 2005
- [37] 이상용, “액체의 미립화”, 민음사, pp. 109~132, 1996
- [38] R. A. Mugele and H. D. Evans, “Droplet size distribution in sprays”, Ind. and Eng. Chem., Vol. 43, No. 6, pp. 1317~1324, 1951
- [39] 조선기자재연구원, (주)씨플러스, “수분무 미립화 제어 기술에 관한 연구”, 2005년 기술인프라연계연구개발사업, 산업자원부, 2006

- [40] 한국기계연구원, (주)원, 한전남서울전력관리처, “물안개 소화설비시스템
소화/냉각특성 성능실험”, pp. 97, 2004